

ANÁLISE DO RESFRIAMENTO DISTRITAL

Rafael Cardoso Brandão

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Rio de Janeiro
Setembro de 2018

ANÁLISE DO RESFRIAMENTO DISTRITAL

Rafael Cardoso Brandão

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Examinada por:

Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum, D.Sc.

Prof. Albino José Kalab Leiróz, Ph.D.

Prof. Rodrigo Otavio de Castro Guedes, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

SETEMBRO DE 2018

Brandão, Rafael Cardoso

Análise do Resfriamento Distrital/ Rafael Cardoso
Brandão. – Rio de Janeiro: UFRJ/ COPPE, 2018.

XVI, 119 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa
de Engenharia Mecânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 117-119.

1. Resfriamento distrital. 2. Análise exergoeconômica
do resfriamento distrital. 3. IPSEpro®. 4. MATLAB®. I.
Brum, Nísio de Carvalho Lobo. II. Universidade Federal do
Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia
Mecânica. III. Título.

AGRADECIMENTOS

Tendo a consciência de que a maior barreira a transpor nesta pesquisa foi interna, agradeço primeiramente a Deus e à espiritualidade por conseguir concluir este trabalho com saúde mental. Jamais terminaria sem o apoio e amor incondicionais dos meus avós (Everton e Edna), da minha madrinha (Merylin), do meu primo/irmão (Allan), do meu tio (Everton Jr.), da minha prima (Simone) e, especialmente, da minha amada mãe (Etany), pela qual tenho profunda admiração. Agradeço sua companhia, sua compreensão, seu carinho e, principalmente, sua dedicação persistente desde o meu nascimento. Tenha sempre a certeza de que reconheço o seu esforço.

Sou grato aos momentos de alívio, que tive ao lado dos meus amigos Pedro Macri, Ewerton, Elton, Mayra, Bárbara, Julyana, Lucas Prado, Paula, Paloma, Iasmin, Daniel, Yuri, Gabriel Weiss, Gabriel, Laura, Pedro Caetano, Lucas Galvão, Marcos Carnevale, Pedro Leal, Luís, Stephan e Thiago Macedo. Sem sua ajuda, Thiago, meu programa não conseguiria rodar com zero “errors” e zero “warnings”.

O suporte psicológico também foi essencial e, por ele, gratifico Tania Sepúlveda, Marlene, Ana Carolina Helal, Everton Jr., Sérgio Linhares e Simone Sales.

Sou agradecido à tranquilidade e à confiança do professor Nísio Brum. Foi um prazer trabalhar com o senhor. Reconheço a generosidade do professor Manuel Ernani, por ceder, temporariamente, uma licença do IPSEpro® 6.0.

Este trabalho foi realizado com o apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISE DO RESFRIAMENTO DISTRITAL

Rafael Cardoso Brandão

Setembro/2018

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Programa: Engenharia Mecânica

Ao contrário de outros estudos, esta pesquisa pretende analisar um sistema de resfriamento distrital através da perspectiva exergoeconômica, dando à água gelada um custo nivelado por unidade de exergia, comparando-o, posteriormente, com outra metodologia de custeio. Este trabalho considera a implementação deste fornecimento centralizado do meio de resfriamento nas condições ambientais do Rio de Janeiro, como uma solução ao atendimento da demanda de um centro comercial.

A fonte de calor do *chiller* de absorção é vapor saturado, vindo de uma caldeira de recuperação, que recebe os rejeitos térmicos de uma turbina a gás. Toda a planta opera para priorizar a demanda por resfriamento e esta análise cobre esta variação de requisição, aproximando os dados dinâmicos por intervalos em regime permanente.

Durante o processo de cálculo, uma análise exergética é realizada, expondo as ineficiências dos componentes e seu impacto no custo do produto. Adicionalmente, relações auxiliares entre os preços das correntes da rede de distribuição foram desenvolvidas para definir seus custos específicos. A simulação do *chiller* foi impulsionada pelo IPSEpro® 6.0.

Finalmente, este projeto certifica a relevância da exergoeconomia, quando aplicada a sistemas de resfriamento distrital, devido a sua distinção entre potenciais de fontes energéticas variadas.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

ANALYSIS OF DISTRICT COOLING SYSTEM

Rafael Cardoso Brandão

September/2018

Advisor: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Department: Mechanical Engineering

Unlike other studies, this survey intends to analyze a district cooling system through the exergoeconomic perspective, giving the chilled water stream a levelized cost per unit of exergy and comparing it with another costing methodology. It considers the implementation of this centralized cooling supply into the climatic environment of Rio de Janeiro as a solution to meet a commercial center demand.

The absorption chillers heat source is saturated steam, coming from a heat recovery steam generator which receives flue gas rejected by a gas turbine. All the plant operates following the thermal load. This research covers this requirement along the whole year, approaching dynamic data by steady-state intervals.

During the calculation process, an exergy analysis is carried out, exposing the components inefficiencies and their impact on the product cost. Additionally, auxiliary relations between the distribution network streams prices were developed in order to define their specific costs. The chiller simulation was boosted by IPSEpro® 6.0.

Finally, this project certifies the exergoeconomy relevance, when applied to district cooling systems, due to its concern about the potential differences between several energy sources.

SUMÁRIO

ÍNDICE DE FIGURAS	viii
ÍNDICE DE TABELAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS	xii
LISTA DE ÍNDICES	xiv
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Breve história do resfriamento distrital	1
1.2. Motivação	2
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1. Objetivos	18
3. METODOLOGIA	21
3.1. IPSEpro® 6.0	21
3.2. Cálculo da carga térmica e da potência frigorífica	22
3.3. Cálculo das vazões da rede hidrônica e definição da operação dos resfriadores de líquido	45
3.4. Definição da operação interna dos <i>chillers</i> de absorção e da torre de resfriamento	59
3.5. Operação da caldeira de recuperação e da turbina a gás	70
3.6. Análise exergética	77
3.7. Análise exergoeconômica	93
3.8. Cálculo das propriedades das correntes	109
4. DISCUSSÃO E EXPOSIÇÃO DOS RESULTADOS	112
5. CONCLUSÃO E PROPOSTAS PARA MELHORIAS FUTURAS	116
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	117

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Sistema de resfriamento distrital (ASHRAE, 2013a)	2
Figura 2.1 – Planta de cogeração	19
Figura 3.1 – Dimensões do restaurante	24
Figura 3.2 – Dimensões do escritório	25
Figura 3.3 – Dimensões da loja	26
Figura 3.4 – Componentes construtivos selecionados (INMETRO, 2013)	27
Figura 3.5 - Carga térmica total do escritório com janelas voltadas ao leste	28
Figura 3.6 - Carga térmica total do escritório com janelas voltadas ao norte	28
Figura 3.7 - Carga térmica total do escritório com janelas voltadas ao oeste	29
Figura 3.8 - Carga térmica total do escritório com janelas voltadas ao sul	29
Figura 3.9 - Carga térmica total da loja com janelas voltadas ao leste	30
Figura 3.10 - Carga térmica total da loja com janelas voltadas ao norte	30
Figura 3.11 - Carga térmica total da loja com janelas voltadas ao oeste	31
Figura 3.12 - Carga térmica total da loja com janelas voltadas ao sul	31
Figura 3.13 - Carga térmica total do restaurante com janelas voltadas ao leste	32
Figura 3.14 - Carga térmica total do restaurante com janelas voltadas ao norte	32
Figura 3.15 - Carga térmica total do restaurante com janelas voltadas ao oeste	33
Figura 3.16 - Carga térmica total do restaurante com janelas voltadas ao sul	33
Figura 3.17 – Sistema de AVAC	34
Figura 3.18 – Potência frigorífica do escritório com janelas voltadas ao leste	39
Figura 3.19 – Potência frigorífica do escritório com janelas voltadas ao norte	39
Figura 3.20 – Potência frigorífica do escritório com janelas voltadas ao oeste	40
Figura 3.21 – Potência frigorífica do escritório com janelas voltadas ao sul	40
Figura 3.22 – Potência frigorífica da loja com janelas voltadas ao leste	41
Figura 3.23 – Potência frigorífica da loja com janelas voltadas ao norte	41
Figura 3.24 – Potência frigorífica da loja com janelas voltadas ao oeste	42
Figura 3.25 – Potência frigorífica da loja com janelas voltadas ao sul	42
Figura 3.26 – Potência frigorífica do restaurante com janelas voltadas ao leste	43
Figura 3.27 – Potência frigorífica do restaurante com janelas voltadas ao norte	43
Figura 3.28 – Potência frigorífica do restaurante com janelas voltadas ao oeste	44
Figura 3.29 – Potência frigorífica do restaurante com janelas voltadas ao sul	44

Figura 3.30 – Potência frigorífica total do empreendimento em TR	45
Figura 3.31 - Configurações usuais da rede de distribuição de água gelada (LI <i>et al.</i> , 2017)	46
Figura 3.32 – Configuração do bombeamento distribuído	47
Figura 3.33 – Configuração do bombeamento primário	48
Figura 3.34 – Configuração do bombeamento primário-secundário	48
Figura 3.35 – Vazão secundária total do sistema [kg/s]	52
Figura 3.36 – Volume de controle considerado no balanço energético e mássico	53
Figura 3.37 – Perda de carga do <i>chiller</i> selecionado [mWtr]	55
Figura 3.38 – <i>Head</i> da bomba primária selecionada [mWtr]	56
Figura 3.39 – Vazão mássica do <i>bypass</i> [kg/s]	57
Figura 3.40 – Vazão mássica primária total [kg/s]	58
Figura 3.41 – Carga operacional de cada <i>chiller</i> [kW]	58
Figura 3.42 - Ciclo de refrigeração por absorção simplificado	60
Figura 3.43 – Ciclo de refrigeração por absorção duplo-efeito de água e brometo de lítio em série invertida	62
Figura 3.44 – Torre de resfriamento contracorrente	67
Figura 3.45 – Fluxograma das etapas de simulação do ciclo de refrigeração avaliado ..	68
Figura 3.46 – Taxa total de calor transferida ao gerador 2 pelo vapor [kW]	69
Figura 3.47 – Vazão mássica do insumo térmico de vapor d'água [kg/s]	69
Figura 3.48 – Esquema de configuração da turbina a gás, da caldeira e dos <i>chillers</i>	70
Figura 3.49 – Composição da exergia total. Modificado de OLIVEIRA (2013)	79
Figura 3.50 – Esquema de cálculo da exergia química (OLIVEIRA, 2013)	81
Figura 3.51 – Reação de referência	81
Figura 3.52 – Numeração da rede de distribuição de água gelada	85
Figura 3.53 – Destruições de exergia dos equipamentos	89
Figura 3.54 – Croqui do arranjo das tubulações	92
Figura 3.55 – Variação do custo específico da água gelada [U\$/kJ] a 6,7°C com a carga do sistema [TR]	112
Figura 3.56 – Exergia da água gelada [kW] em função da potência frigorífica demandada total [TR]	113

Figura 3.57 – Variação do custo específico da água gelada [U\$/kJ] a 4,5°C com a carga do sistema [TR]	114
Figura 3.58 – Comparação de custos específicos energético (quadrado) e exergético (asterisco) da água gelada [U\$/kg]	115

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 – Diferenças de temperatura para cada faixa de carga definida no IPSEpro®	66
Tabela 3.2 – Definições de exergias do insumo e do produto	86
Tabela 3.3 – Destruições de exergia	88
Tabela 3.4 – Média das eficiências exergéticas ao longo do ano	90
Tabela 3.5 – Equações auxiliares ao balanço de custos	96
Tabela 3.6 – Custos de aquisição dos equipamentos	101
Tabela 3.7 – Definições de taxas de custo do insumo e do produto	107
Tabela 3.8 – Custos anuais das destruições de exergia dos equipamentos	108

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área total de troca de calor do trocador de calor
a	Atividade do componente da mistura na mistura
BF	Fator de bypass da serpentina
\dot{C}	Taxa de custo nivelado
c	Custo médio por unidade de exergia
cGN	Preço do gás natural pela tarifa da CEG RIO para cogeração
COP	Coeficiente de performance do ciclo de refrigeração
cp	Calor específico isobárico
cv	Calor específico a volume constante
D	Diâmetro da tubulação
E	Exergia acumulada no ano
\dot{E}	Taxa de exergia
e	Exergia específica
\bar{e}	Exergia específica em base molar
f	Fator de atrito
g	Aceleração da gravidade
h	Entalpia por unidade de massa
\bar{h}	Entalpia por mol
i	Taxa anual de juros
L	Comprimento da tubulação
LC	Ciclo de vida em anos
LMTD	Diferença de temperatura média logarítmica
M	Massa molar
\dot{m}	Vazão mássica
N	Quantidade de uma máquina em operação
n	Vazão molar
Num	Quantidade
P	Pressão
PEC	Custo de aquisição do componente
PF	Potência frigorífica
q	Título da mistura bifásica

\dot{Q}	Taxa de calor trocado
R	Constante de um determinado gás
\bar{R}	Constante universal dos gases
r	Taxa de aumento de preço anual do produto
Re	Número de Reynolds
RLH	Parcela latente da carga térmica
RSH	Parcela sensível da carga térmica
rug	Rugosidade da tubulação
s	Entropia por unidade de massa
\bar{s}	Entropia por mol
T	Temperatura absoluta
t	Temperatura
TCI	Investimento de capital total
U	Coeficiente de transferência de calor global do trocador de calor
UR	Umidade relativa
\dot{V}	Vazão volumétrica
v	Volume específico
\dot{W}	Taxa de trabalho
x	concentração de brometo de lítio na mistura de água com brometo de lítio
y	fração molar do composto
\dot{Z}	Taxa de custo nivelado do componente
β	Fator de conversão entre custo de aquisição para custo total
$\Delta \bar{h}$	Variação de entalpia por mol entre o estado padrão e um estado desejado
ΔP	Diferença de pressão
$\Delta \bar{s}$	Variação de entalpia por mol entre o estado padrão e um estado desejado
$\bar{\epsilon}$	Exergia química de referência dos componentes puros
η	Eficiência
Θ	Potencial químico
ρ	Massa específica
σ	Calor trocado por unidade de massa
τ	Número de horas de operação do resfriamento distrital
Φ	Fração de ar teórico
ω	Razão de umidade

LISTA DE ÍNDICES

0	Refere-se ao estado padrão referencial do ambiente
a	Ar seco
abs	Absorvedor
AC	Condição adiabática de chama
ADP	Ponto de orvalho do aparato
alta	Relativo ao nível de pressão alto do <i>chiller</i>
AR	Ar atmosférico
ar úmido	Ar úmido
atr1	Atrito de transmissão da potência da bomba de solução 1
atr2	Atrito de transmissão da potência da bomba de solução 2
baixa	Relativo ao nível de pressão baixo do <i>chiller</i>
bomba,pri	Bomba do circuito hidráulico primário
bs	Bulbo seco
bu	Bulbo úmido
bypass	Relativo à tubulação de hidráulica de <i>bypass</i>
caldeira	Caldeira de recuperação geradora de vapor
CH	Química
CH ₄	Metano
chiller	Chiller de refrigeração por absorção duplo efeito
CI	Investimento de capital
CO ₂	Gás carbônico
combustor	Câmara de combustão
comp	Compressor
cond1	Condensador 1 do <i>chiller</i>
D	Destruição
e	Relativo à corrente de entrada no componente do resfriamento distrital
EA	Ar de mistura
econ	Economizador da caldeira
equip	Componentes do sistema de resfriamento distrital
evap	Evaporador do <i>chiller</i>
evap,caldeira	Evaporador da caldeira

exergética	Relativo à análise exergética
expansão,mist1	Expansão 1 da mistura de brometo de lítio com água
expansão,mist2	Expansão 2 da mistura de brometo de lítio com água
F	Insumo do componente
f	Formação química
fluxos	Fluxos do sistema de resfriamento distrital
fonte	Fonte térmica
fornecimento	Água gelada abandonando o <i>chiller</i>
ger1	Gerador 1
ger2,parte1	Parte 1 do gerador 2
ger2,parte2	Parte 2 do gerador 2
gerador2	Gerador 2 completo
H ₂ O	Água
intermediária	Relativo ao nível de pressão intermediário do <i>chiller</i>
KN	Cinética
tíq,turb	Relativo à quantidade líquida de uma grandeza da turbina
lv	Relativo à ebulição
mistura1	Mistura 1 de correntes da solução
mistura2	Mistura 2 de correntes da solução
mix	Mistura de água com brometo de lítio
mix,bi	Mistura bifásica de água com brometo de lítio
mix,liq	Mistura líquida de água com brometo de lítio
N ₂	Nitrogênio
O ₂	Oxigênio
OM	Operação e manutenção
AO	Ar de renovação
P	Produto do componente do sistema de resfriamento distrital
PH	Física
pmp1	Bomba de solução 1 do <i>chiller</i>
pmp2	Bomba de solução 2 do <i>chiller</i>
pri	Relativo ao circuito hidráulico primário
produto	Componente dos produtos da combustão
PT	Potencial

q	Relativo à troca de calor
RA	Ar do recinto
reagente	Componente dos reagentes da combustão
restritor1	Restritor de vazão 1 do refrigerante
restritor2	Restritor de vazão 2 do refrigerante
retorno	Água gelada retornando ao <i>chiller</i>
SA	Ar insuflado
SAT	Relativo à saturação
sec	Relativo ao circuito hidráulico secundário
total	Quantidade agregada
torre	Torre de resfriamento
trocador1	Trocador de calor 1 do <i>chiller</i>
trocador2	Trocador de calor 2 do <i>chiller</i>
tub,ret	Tubulação de retorno de água gelada
tub,sup	Tubulação de suprimento de água gelada
turb	Turbina a gás
v	Vapor
vap	Vapor d'água advindo da mistura entre água e brometo de lítio
vap,requerida	Quantidade requerida pelos <i>chillers</i> de vapor
vs	Vapor saturado
w	Água líquida
work	Relativo ao fluxo de trabalho no componente do resfriamento distrital

1. INTRODUÇÃO

1.1. BREVE HISTÓRIA DO RESFRIAMENTO DISTRITAL

O desenvolvimento do resfriamento distrital pode ser sintetizado em três gerações. A primeira adoção desta tecnologia ocorreu no século 19 em *Denver's Colorado Automatic Refrigerator Company* em 1889. Nesta época, o refrigerante era usado como recurso de distribuição. Exemplares de grande porte operaram em Nova Iorque nos anos 30. Sua primeira difusão sucedeu-se na Europa nos anos 60 em países como Alemanha, Itália, Suécia e Finlândia, onde foi originada a segunda geração. Nela, água gelada tornou-se o meio de abastecimento aos usuários. A terceira geração é baseada na diversificação das técnicas de fornecimento do fluido frio, incluindo resfriadores de líquido mecânicos e de absorção, resfriamento natural com lagos e termoacumulação, popularizando-se na década de 90 (LI *et al.*, 2017).

No último período de progresso, sistemas de resfriamento distrital desenvolveram-se a partir da convergência de diversas causas: envelhecimento dos equipamentos presentes em edifícios, elevada densidade de cargas propícias ao abastecimento via rede de tubulação, demanda por maior eficiência energética e demais fatores operacionais. As primeiras aplicações ocorreram nos Estados Unidos, situadas, tipicamente, em universidades, aeroportos, centros de saúde e, por fim, em centros comerciais de grandes cidades.

A popularidade do resfriamento distrital nos EUA cresceu em meados dos anos 90, quando alguns estados cogitaram a desregulamentação da energia elétrica (retirada do monopólio de fornecimento de energia elétrica ao consumidor), onde subsidiárias não regulamentadas de empresas de energia regulamentadas desejavam comercializar o fornecimento de água gelada, garantindo uma porção dos clientes, que despendiam eletricidade em seus próprios equipamentos de refrigeração (a demanda por energia elétrica em edificações utilizada na sua climatização representa mais de 40% do total consumido). Isto aconteceu em várias cidades, incluindo: Atlantic City, Denver, Houston, Portland e Nova Orleans.

Recentemente, o conceito de resfriamento distrital tornou-se mais difundido pela Europa, pela Ásia e pelo Oriente Médio. Enquanto a necessidade por climatização e refrigeração é óbvia em certas regiões (Oriente Médio), a sua atual e crescente imprescindibilidade em países temperados, ou mesmo de clima frio, apresenta aparente

controvérsia. Porém, este fenômeno elucida-se por duas razões: utilização de componentes construtivos mais compactos e aumento da carga térmica em escritórios pela utilização de equipamentos, como computadores e impressoras (TREDINNICK, PHETTEPLACE, 2016).

1.2. MOTIVAÇÃO

O resfriamento distrital consiste, atualmente, dos equipamentos destinados à geração, à distribuição do meio de resfriamento (água gelada) e à conexão com o usuário, quando ocorre indiretamente (tipicamente chamada de estação de transferência de energia), como ilustrado na Figura 1.1.

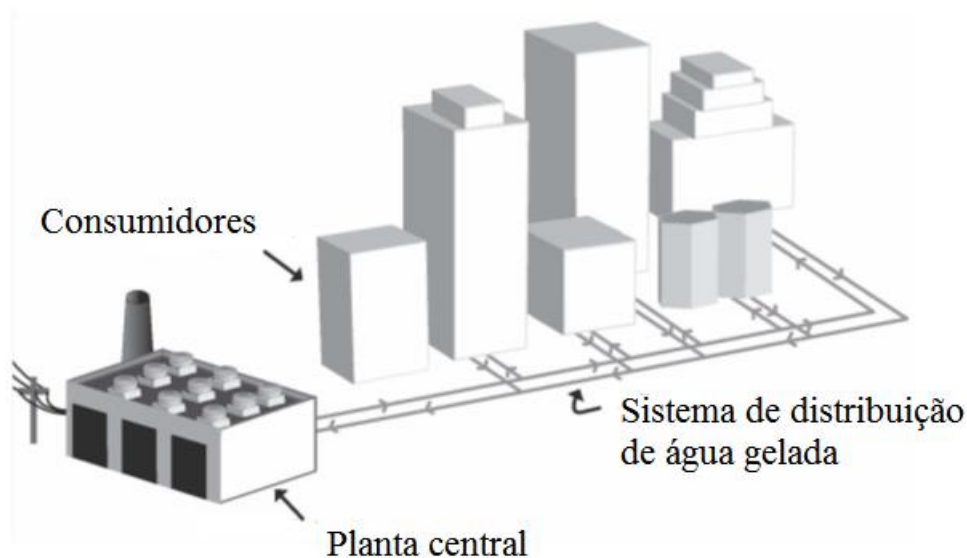


Figura 1.1 – Sistema de resfriamento distrital (ASHRAE, 2013a)

A geração do fluido frio (por exemplo água gelada) é, usualmente nestas aplicações, obtida através de um ciclo de refrigeração por absorção, o qual tem como suprimento básico de energia, os gases exaustos de uma central termoeletrica. Esta definição indica que o resfriamento é um subproduto de fundo da planta (*cogeneration bottoming cycle*).

Com este sistema, o resfriamento do ar em bairros residenciais, empreendimentos comerciais e/ou industriais é obtido através desta central. Desta forma, sua implementação elimina a necessidade de unidades regionais de refrigeração e consequentemente evita despesas com a operação e a manutenção dessas. Agregados a

esses possíveis benefícios, encontram-se seu alto fator de diversidade (razão entre a soma dos picos de demanda de cada consumidor e o pico das demandas agregadas) e sua favorável integração com formas de produção renováveis de energia.

Além do mais, a expansão do resfriamento distrital ao redor do mundo, evidencia sua conformidade com políticas públicas de aperfeiçoamento da gestão de recursos naturais e com a pressão atual por soluções que mitiguem o impacto humano sobre o meio-ambiente e minimizem os custos. Como exemplo, houve um crescimento de dez vezes a capacidade instalada do resfriamento distrital na última década na Europa e, em 2010, 14% da demanda de países do Conselho de Cooperação do Golfo foi suprida por SRD (sistema de resfriamento distrital) (KHIR, HAOUARI, 2015).

No Brasil, país de clima tropical, refrigeração figura notavelmente no balanço de demanda energética nacional e possui alto fator de carga anual, assim como os integrantes do CCG (Conselho de Cooperação do Golfo), cuja porcentagem de consumo de energia elétrica para refrigeração e climatização é de aproximadamente 50% (KHIR, HAOUARI, 2015). Este fato combinado à elevada densidade demográfica de suas megalópoles tornam sistemas de resfriamento distritais mais atraentes e adequados ao país, pois viabilizam seu dispendioso investimento composto majoritariamente por seu sistema de transmissão e distribuição (SÖDERMAN, 2007).

Ademais, na atual conjuntura econômica global e, especificamente, relevando a instabilidade financeira nacional, atenta-se para a acessibilidade de serviços energéticos providos aos consumidores brasileiros, substituindo equipamentos eletricamente onerosos por uma central de cogeração, utilizando turbinas a gás e ciclos de refrigeração por absorção alimentados indiretamente a queima de gás natural.

Apesar da eficiência superior creditada ao abastecimento centralizado do meio de resfriamento, seu elevado investimento de capital, exige uma acurada análise termoeconômica da planta e da rede de fornecimento de frio, a fim de precificar o produto final e revelar sua potencial proeminência financeira e ambiental.

2. REVISÃO DA LITERATURA

A eficiência do resfriamento distrital pode ser de cinco a dez vezes superior à eficácia de termelétricas tradicionais, reaproveitando insumos, outrora julgados como rejeito. Entretanto, a lista de desafios à implementação desta solução equipara-se às suas vantagens latentes. Por exemplo: alto custo de investimento, operação ineficiente da central de geração e má qualidade de serviço da rede de distribuição (LI *et al.*, 2017).

Por conseguinte, o sucesso da efetivação desta aplicação de capital requer ponderações comparáveis a seu período de recuperação de investimento. Em linha com este raciocínio, nota-se o esforço da literatura por gerar orientações que otimizem o sistema. Outra intenção recorrente concerne a políticas globais de redução dos danos humanos à natureza. Ligados a estas lógicas estão estudos de economia da energia primária da planta central e da rede de distribuição, minimização do custo total do empreendimento (custos operacional e inicial), adoção de fontes renováveis, estudos de caso comparativos de tecnologias e de sistemas tarifários, revisão do estado da arte do resfriamento distrital, exames de impacto do processo produtivo da água gelada, análise exergética das configurações propostas, conselhos sobre boas práticas de planejamento e avaliação de sensibilidade do complexo a variações em parâmetros. Observa-se uma gama de obras relativas à combinação do resfriamento distrital com o aquecimento distrital. Este é um sintoma de concentração das produções realizadas por pesquisadores de regiões com clima mais moderado ao clima tropical, fruto de políticas públicas nestes locais.

Para compilar os trabalhos examinados, recorre-se à sua categorização. Observou-se, desta forma, três vertentes usuais de pesquisa: análises sobre o planejamento do resfriamento distrital, decisões de projeto básico, de operação e de controle e propostas concentradas em uma determinada fonte de energia renovável.

O primeiro grupo agrega panoramas tecnológicos com orientações preliminares à determinação das tecnologias utilizadas, como: as revisões de literatura (LI *et al.*, 2017, SAMETI, HAGHIGHAT, 2017, LAKE *et al.*, 2017), a definição da combinação de edificações a atender, de acordo com cada perfil de carga, a fim de uniformizar a demanda (CHOW *et al.*, 2004c) e o passo a passo de uma metodologia de modelagem energética para um novo empreendimento (CHOW *et al.*, 2004a).

Em contraste com a literatura acadêmica baseada em experiências de campo, simulação, estratégias e algoritmos de otimização, LI *et al.* (2017) pretenderam preencher

a falta de uma revisão clara, que discuta o caráter multifacetado da otimização e aperfeiçoamento de sistemas de resfriamento e aquecimento distritais, focando em promover a adoção de redes inteligentes, acumulação de energia e aumentar a utilização de fontes renováveis. Para tal, privilegiam-se quatro áreas: geração de energia, distribuição de energia, subestação de troca térmica, usuários finais, identificando em cada tópico, soluções e métodos componentes do estado da arte.

O *paper* organiza-se da seguinte forma: primeiro, descreveu-se a evolução das redes de aquecimento e resfriamento distritais e sua atual utilização em diversos países. Segundo, foram discutidas tendências futuras para estes sistemas. Seguidamente, investiga-se sua otimização no tocante a algoritmos e experiência de campo. Posteriormente, revisa-se a otimização pelo aspecto da geração de energia, dividindo-a em trigeração (geração de eletricidade, de água gelada e do meio de aquecimento) e termoacumulação. Logo depois, expõe-se a distribuição de energia como determinante ao aperfeiçoamento do fornecimento de energia distrital através da configuração da rede (incluindo *layout*, isolamento e dimensão da tubulação). O tópico adiante refere-se à eficiência dos trocadores de calor presentes na subestação de troca térmica, enquanto o ponto derradeiro trata do usuário final (comentando sobre edifícios de baixa demanda térmica, conscientização pública e esquemas de preço) (LI *et al.*, 2017).

As conclusões resumem-se nos seguintes tópicos: integração de energia sustentável, trigeração e termoacumulação são as principais soluções capazes de mitigar o esgotamento dos combustíveis fósseis, reduzir as emissões de gases de efeito estufa e melhorar a estabilidade e eficiência do sistema. O projeto ótimo das redes de aquecimento e resfriamento distritais inclui as determinações do *layout* da tubulação, do seu isolamento térmico, da sua profundidade no subsolo, da temperatura de fornecimento e da operação eficiente das bombas. Atestou-se, adicionalmente, que aumentar a eficiência dos trocadores de calor e instalar *bypass* pode melhorar a efetividade das subestações e diminuir o tempo de resposta às cargas. Edifícios de menor demanda energética, sistemas de gestão energética em prédios, manipulação do preço e conscientização pública são as principais soluções de redução de consumo. Ademais, a comunicação entre produção e demanda assegura a utilização eficiente de energia (LI *et al.*, 2017).

LAKE *et al.* (2017) exploraram a implementação do resfriamento e aquecimento distrital através de vários casos de estudo reportados na literatura. Ressaltam-se as seguintes conclusões: sistemas distritais de energia são mais eficientes, que a solução individual, tanto economicamente, quanto ambientalmente. Políticas são ferramentas

fundamentais à difusão desta tecnologia através de pesquisa e incentivos financeiros. Este estímulo permite também uma mudança para fontes de energia renováveis. *Chillers* de absorção e termoacumulação podem integrar esta solução central como auxiliares a melhoria de eficiência.

A terceira revisão trata dos métodos de otimização mais usuais e compõe os estudos preliminares por indicar ao projetista ferramentas essenciais já utilizadas no projeto básico da planta. SAMETI, HAGHIGHAT (2017), primeiramente, forneceram uma visão geral das abordagens matemáticas do problema de otimização de sistemas de energia distritais, discutiram as diferentes áreas de aplicação dentro deste escopo, expuseram as restrições típicas da formulação e examinaram as ferramentas de otimização existentes da área.

Dentre os objetivos mais populares de otimização encontram-se: maximizar a receita, minimizar as emissões, maximizar a produção, minimizar os custos operacionais, minimizar investimentos, minimizar os custos dos insumos e maximizar o uso de fontes renováveis de energia. Modelos matemáticos para otimização normalmente direcionam-se à programação estruturada, como: programação linear, programação linear inteira mista, programação não-linear e programação não-linear inteira mista. Técnicas de busca direta são eficientes, mas conduzem ao mínimo local, além de falharem ao lidar com equações não suaves, como uma função de custo. Portanto, algoritmos evolucionários são requeridos, sendo o algoritmo genético um exemplo bem difundido (SAMETI, HAGHIGHAT, 2017).

Para funções multiobjetivo, o algoritmo genético de classificação por não dominância II é o mais popular. Problemas de otimização podem ser divididos em dois grupos: curto prazo e longo prazo. O primeiro se refere ao gerenciamento operacional do sistema dentro de um dia, uma semana ou um ano. O segundo considera análises e formulações realizadas ao longo de todo o ciclo de vida (SAMETI, HAGHIGHAT, 2017).

Os autores consideraram, que a literatura científica para otimização de sistemas distritais pode ser classificada em quatro tópicos principais: a integração distribuída lida com a conexão entre as fontes de energia e o distrito para providenciar uma geração de energia confiável, suficiente, econômica e ambientalmente amigável. Os resultados das análises superestruturais são a existência e a dimensão de cada componente baseando-se nos cenários sugeridos. Já a análise de operação e planejamento envolvem as estratégias de controle das plantas distritais. Três tipos de restrições foram estudadas: as restrições de componentes, de balanço de energia e de rede de distribuição. Elas caracterizam-se

como equação ou inequação. Além destas condicionantes, percebeu-se, que a linearização das restrições e uso de eficiências constantes introduziram apenas pequenos erros na solução (SAMETI, HAGHIGHAT, 2017).

CHOW *et al.* (2004c) determinaram a combinação de edificações a atender, de acordo com cada perfil de carga, a fim de uniformizar a demanda, visando maximizar a utilização da planta e então diminuir o período de recuperação de investimento. O trabalho calcula a carga térmica, categorizando tipos de edifícios com perfis de demanda por unidade de área similares, considerando três tipos de dia para cada mês: dia de semana, sábado e domingo. Os resultados foram obtidos pelo *software* de simulação de edificações DOE-2. Determinou-se a porcentagem de influência da carga térmica de cada categoria que minimizasse um índice de flutuação da demanda total. Esta função objetivo é a razão entre a diferença da máxima carga possível e a soma das cargas reais e a máxima carga possível. O valor varia entre a unidade e zero.

Para encontrar o mínimo global, utilizou-se o algoritmo genético. O método foi testado, considerando três casos: cinco tipos de edificações, quatro tipos de edificações e três tipos de edificações. Por fim, o algoritmo genético demonstrou-se adequado como opção para auxiliar no processo de tomada de decisão. Entretanto, utilizar o índice de flutuação pode não ser o suficiente em uma avaliação de viabilidade técnica e financeira, considerando que em certas ocasiões não há livre escolha de consumidores a servir (CHOW *et al.*, 2004c).

Como último componente da categoria de orientações de projeto conceitual, figura uma metodologia de modelagem energética auxiliadora da tomada de decisões e baseada no consumo energético para obter o esquema mais favorável de um dado projeto. Ela envolve o cálculo da carga térmica de projeto de várias construções, simulação dinâmica e consumo energético da planta (CHOW *et al.*, 2004a).

Como exemplo de aplicação, um projeto de Hong Kong foi tratado. Para estimar a carga térmica, o método de simulação computacional foi recomendado em detrimento da predição feita pelos fatores de carga térmica (cargas térmicas normalizadas) de edifícios já existentes de variadas aplicações, pois esta abordagem gera apenas informações sobre a carga de pico, sem elucidar seu perfil de hora em hora (CHOW *et al.*, 2004a).

O adequado é separar categorias de prédios similares e determinar suas respectivas áreas construídas, suas cargas de pico (contabilizando os padrões de carga térmica de hora em hora para três dias típicos de cada mês, sendo esses um dia de demanda, o fim de

semana e um dia de feriado) e seu perfil de carga anual (contabilizando o padrão de hora em hora de todos os dias do ano) (CHOW *et al.*, 2004a).

Na simulação da planta, os consumos de eletricidade e combustível foram computados através do modelo *quasi* estacionário segundo dados discretos a cada hora da operação do sistema. A base racional desta simplificação foram as menores constantes de tempo das respostas dinâmicas dos componentes da planta comparadas aos componentes construtivos dos edifícios. Os pesquisadores relevaram duas abordagens amplamente adotadas na simulação de planta: a sequencial e a simultânea. Na primeira cada componente é representado por sua relação entre entrada e saída, de forma que a saída de um equipamento é a entrada do próximo (como na plataforma de simulação TRNSYS®). Na segunda, cada componente é representado por um volume finito com um algoritmo independente, simulando os seus processos internos (como na plataforma de simulação ESP-r) (CHOW *et al.*, 2004a).

Como produto do trabalho, notou-se, que a identificação preliminar dos usuários em potencial foi fundamental à determinação da escala e da configuração da planta. Além disso, categorização das construções simplificou a estimativa de carga térmica (CHOW *et al.*, 2004a).

O segundo grupo abarca análises comparativas entre configurações alternativas para a planta central (RIVAROLO *et al.*, 2016, RODRIGUEZ-HIDALGO *et al.*, 2013, DINCER *et al.*, 2005, ORTIGA *et al.*, 2013, AMERI, BESHARATI, 2016, SHU *et al.*, 2010, CHOW *et al.*, 2004b, WANG *et al.*, 2015a), a análise de impacto ambiental e para a saúde local de toda a cadeia produtiva do meio de resfriamento (HART, ROSEN, 1996) e as comparações entre configurações alternativas para a rede de distribuição (AUGUSTO *et al.*, 2015, CHAN *et al.*, 2007, KHIR, HAOUARI, 2015, WANG *et al.*, 2015b).

RIVAROLO *et al.* (2016) desenvolveram um método de otimização, que define tanto um dimensionamento adequado, quanto uma rotina de operação satisfatória dos equipamentos de um distrito servido por meio de poligeração de energia, analisando múltiplas configurações dos equipamentos de geração, capazes de abastecer demandas por eletricidade e climatização.

RIVAROLO *et al.* (2016) desenvolveram o *software* de análise termoeconômica (*Web-based Economic Cogeneration Modular Program*) para realizar a otimização em dois níveis. No nível inferior, o programa aplicou o algoritmo genético para minimizar os custos variáveis, ou seja, encontrar a melhor estratégia de operação, mantendo os custos

de capital fixos. Nestas despesas, incluiu-se um custo virtual duas ordens de grandeza superior aos demais custos, como penalidade ao possível não atendimento à demanda por parte da solução estudada. No nível superior, o programa minimizou os custos totais: custos variáveis calculados no nível inferior, somados aos custos fixos anuais da planta. Desta forma, otimizou-se o tamanho de um ou mais equipamentos.

Para tanto, três métodos foram implementados: Simplex, BFGS e Monte-Carlo. Os *inputs* do programa foram: curvas de cargas em função do tempo (eletricidade, resfriamento e aquecimento), custos de combustíveis e energia elétrica, cenário econômico, no qual a planta estava inserida, custos de capital em função da dimensão dos equipamentos e custos de operação e manutenção no tempo. A simulação sucede ao longo de um ano, considerando doze dias representativos (um de cada mês), totalizando 288 períodos representativos (24 em cada dia) (RIVAROLO *et al.*, 2016).

Para testar o esquema fez-se um estudo de caso, investigando o distrito energético do campus de Savona e estudando quatro *layout* distintos: dois de cogeração (incluindo unidades de aquecimento e geração elétrica, um boiler auxiliar, painéis fotovoltaicos e um tanque de termoacumulação) e dois de trigeração (adicionando um *chiller* de absorção para atender a demanda por refrigeração e climatização) (RIVAROLO *et al.*, 2016).

Alcançou-se os seguintes resultados: as configurações de trigeração necessitaram de um tanque de termoacumulação menor do que o de cogeração. Comparada com a cogeração, a trigeração permitiu a redução de dependência da rede nacional de eletricidade. Apesar do investimento de capital maior da trigeração, sua redução dos custos variáveis balancearam as despesas. Ambas configurações apresentaram baixo período de recuperação de investimento (aproximadamente 3 anos) e alto valor presente líquido (aproximadamente 6,5 M€), ou seja, foram competitivas em termos de segurança do investimento e rentabilidade (RIVAROLO *et al.*, 2016).

RODRIGUEZ-HIDALGO *et al.* (2013) estudaram a implementação de redes de resfriamento e aquecimento distrital no clima de Madrid. O caso consistiu em edifícios de escritórios de 50000 m² de área útil total. As demandas energéticas de projeto básicas foram: 1,7 MW de eletricidade, 1,3 MW de aquecimento e 2 MW de aquecimento, a serem atendidas por uma planta de trigeração, cujo ciclo de potência constituiu-se de um motor de combustão interna a gás natural. Incluiu-se no trabalho, decisões de como atender a carga térmica de refrigeração, selecionando as seguintes opções de *chillers*: por absorção ou por compressão mecânica de vapor. A pesquisa também considerou uma

caldeira e um resfriador de líquido a eletricidade como itens de segurança. Investigou-se três formas de operação segundo os regulamentos espanhóis:

- (i) A planta supre todas as necessidades do consumidor, fazendo parte do empreendimento. Neste caso, o excedente elétrico é vendido à rede nacional.
- (ii) Os clientes devem pagar pelos produtos.
- (iii) Os clientes compram energia elétrica da rede nacional e compram água gelada e quente da planta.

O critério de decisão de como atender a demanda por refrigeração baseou-se na máxima redução de energia primária e, portanto, na menor solicitação do motor de combustão interna. Calculou-se a razão entre as energias primárias necessárias ao atendimento da carga térmica, empregando tanto o *chiller* convencional, como o resfriador de líquido por absorção. Quando esse coeficiente foi superior à unidade, atendeu-se primeiro a carga de resfriamento, ativando o *chiller* de absorção com o calor de rejeito do motor, suprimindo posteriormente a demanda de aquecimento. Quando este método não foi suficiente à satisfação dos requerimentos térmicos, supôs-se o aquecimento complementar da água na caldeira. Quando o índice resultante foi inferior a um, o calor de rejeito do motor mudou a ordem de prioridade e, caso haja deficiência no atendimento ao resfriamento, utilizou-se o *chiller* convencional (RODRIGUEZ-HIDALGO *et al.*, 2013).

Para escolher o modo de operação dentre os três existentes, inferiu-se um preço médio aos serviços de resfriamento e de aquecimento. Foram eles: o preço do gás natural dividido pela eficiência do motor ou o preço da eletricidade dividido pelo COP do *chiller* elétrico. No fim, o terceiro modo de operação foi o mais competitivo, levando a um menor período de recuperação de investimento. Uma planta solar térmica foi adotada em conjunto, reduzindo o consumo da energia primária e diminuindo as emissões de gás carbônico (RODRIGUEZ-HIDALGO *et al.*, 2013).

DINCER *et al.* (2005) apresentaram as análises energética e exergética como avaliação da eficiência de um sistema distrital de trigerção localizado na cidade de Edmonton, no Canadá. Foram examinados três conceitos: usando *chillers* elétricos e usando *chillers* por absorção simples efeito e duplo efeito. O sistema original gerava conjuntamente potência e aquecimento e ativava uma central de *chillers* elétricos. Nos sistemas modificados, o *chiller* por compressão foi substituído pelos *chillers* por absorção de simples e duplo efeitos. Água a 120 °C / 170 °C e 2 bar / 8 bar abasteceram os *chillers* de absorção simples / duplo efeito.

Considerou-se as variações climáticas sazonais, fragmentando o ano em dois períodos: um com temperatura ambiente a 0°C e outro com temperatura ambiente de 30°C. Porém, pequenas variações na eficiência da planta causadas pelas mudanças na temperatura ambiente foram desprezadas. O trabalho necessário para mover as bombas da solução e as bombas primárias também foi negligenciado por representar menos de 0,1% do fornecimento energético ao *chiller*. Adicionalmente, as tubulações são consideradas perfeitamente isoladas, preterindo, igualmente, a perda de calor (DINCER *et al.*, 2005).

Ao fim, através da comparação entre as eficiências energética (valores entre 83% a 94%) e exergetica (valores entre 28% a 29%) das alternativas, expôs-se a inadequação da avaliação baseada na primeira lei da termodinâmica, por acentuar, equivocadamente, a desigualdade de eficácia entre as soluções propostas. Atribuiu-se este fato a sua incapacidade de distinguir o potencial dos três produtos servidos ao distrito (DINCER *et al.*, 2005).

HART, ROSEN (1996) avaliaram os benefícios ambientais e os benefícios para a saúde possibilitados pela adoção de calor de rejeito das instalações de geração elétrica localizadas em Ontario (*Ontario Hydro*). Este insumo térmico fornecido por esta central ativaria resfriadores de líquido de absorção e, através deles, supriria as demandas por refrigeração e climatização com redes de resfriamento distrital. Dois cenários foram investigados: o primeiro assumia, que este sistema satisfizesse apenas uma porção menor da demanda (9%) dos setores residenciais, comerciais e institucionais. O segundo considerou uma parcela maior da carga térmica sendo atendida (40%). Foram apresentados nas avaliações: as emissões correspondentes a todo o ciclo do combustível (da extração do minério, óleo e gás, passando pelo processamento das matérias prima até a produção do combustível utilizável e contabilizando o transporte dos insumos, bem como o gerenciamento de materiais de rejeito), efeitos ambientais e para a saúde e custos econômicos associados a cada cenário. Os efeitos considerados abarcaram mortalidade, morbidade, danos nos edifícios, aquecimento global e efeitos térmicos na água. Os insumos energéticos foram urânio e carvão.

Os principais dados produzidos pela comparação de resultados expuseram, que os benefícios obtidos através do aquecimento cogeração pela central foram significativamente maiores, que os benefícios oriundos do resfriamento distrital. Duas razões foram observadas: menos energia foi requerida para resfriar um ambiente do que para aquecer um ambiente em Ontario. O aquecimento pôde suprir os setores residenciais,

comerciais, institucionais e industriais, enquanto que o resfriamento adequou-se apenas aos três primeiros. A pesquisa sugeriu, finalmente, a utilização do aquecimento em conjunto com o resfriamento pela complementaridade de ambos (HART, ROSEN, 1996).

ORTIGA *et al.* (2013) analisaram quatro cenários, utilizando ferramentas de otimização para avaliar econômica, energética e ambientalmente um novo sistema de poligeração em *Cerdanyola del Vallès* na Espanha para servir eletricidade, aquecimento e resfriamento com redes de distribuição.

O primeiro cenário é convencional e envolveu compra de energia elétrica da rede nacional e condicionamento de ar através de unidades individuais de climatização. O segundo providenciou aquecimento e resfriamento a partir de uma central, mas os usuários adquiriam eletricidade da rede. O próximo supriu as três demandas através da poligeração (três motores de cogeração, um *chiller* de absorção simples efeito, um *chiller* de absorção duplo efeito, um boiler e um *chiller* de compressão por segurança). O último caso somou ao caso anterior uma planta solar e uma planta de gaseificação de biomassa para gerar a eletricidade e o meio de resfriamento (ORTIGA *et al.*, 2013).

A performance das alternativas foi avaliada após a otimização econômica através do algoritmo genético. O desfecho aclarou, que embora o período de recuperação de investimento do segundo cenário tenha sido o mais vantajoso, seus benefícios são inferiores. A última proposta possuiu a maior redução de consumo energético e maior benefício econômico, mas seus custos de investimento aumentaram significativamente em relação ao caso anterior. As emissões de gás carbônico da terceira opção alcançaram 24% de redução (ORTIGA *et al.*, 2013).

AMERI, BESHARATI (2016) descreveram um modelo de programação linear inteira mista para determinar a operação e a capacidade ótimas de sete sistemas de geração de eletricidade, resfriamento e aquecimento na rede de aquecimento e resfriamento de um distrito residencial. Neste modelo, minimizando os custos operacionais e iniciais, a capacidade dos componentes, a operação ótima (utilizando variáveis contínuas), a existência/ausência de cada componente e seu status de operação (usando variáveis binárias) foram determinados. Assumiu-se eficiência constante dos equipamentos. Um sistema de fornecimento de energia distribuída era composto por redes de aquecimento e resfriamento distritais, turbinas a gás como geradores principais, sistema fotovoltaico, caldeiras e *chiller* de compressão e de absorção.

Quatro cenários foram definidos para avaliar o impacto do uso dos sistemas fotovoltaico e de poligeração no complexo residencial. Mostra-se com o caso estudado,

que o sistema de trigeração foi econômica e ambientalmente mais rentável, que o sistema de cogeração. O menor custo de energia foi obtido com a adoção dos painéis fotovoltaicos e a trigeração integrados, o que incluiu as redes de distribuição. Esta solução permitiu uma redução de 40,8% com os custos de energia e uma economia de 38,7% de consumo de energia primária com relação ao caso convencional. A trigeração possuiu o menor tempo de retorno do investimento (57 meses) e possibilitou uma redução de 35,8 nas emissões comparada com o sistema convencional (AMERI, BESHARATI, 2016).

AUGUSTO *et al.* (2015) apresentaram duas configurações de rede de distribuição de um sistema de resfriamento distrital com termoacumulação de gelo (com e sem ramificações) e para cada uma foram calculadas as perdas de carga, as vazões do sistema e as vazões necessárias nas estações de troca térmica. Os cálculos hidráulicos foram todos realizados considerando uma diferença de temperatura de 11°C do meio de resfriamento. A vazão primária variável foi adotada como esquema de bombeamento para aprimorar o consumo energético e eliminar o uso das bombas de distribuição na rede. O sistema não-linear foi resolvido com o método Newton-Raphson.

Como os coeficientes das matrizes determinadas por cada *layout* são diferentes, algoritmos de decomposição distintos foram propostos (decomposição de valores singulares para o *layout* com linhas secundárias e decomposição LU para o arranjo com apenas a linha principal). A técnica de otimização empregada para minimizar o custo total e escolher uma configuração de rede foi o método da busca exaustiva. Os resultados da otimização revelaram, que o mínimo custo total do caso sem ramificação ocorreu, quando os limites de velocidade na linha principal foram de 3m/s. Para o caso de *layout* com linhas secundárias o ótimo foi encontrado com 2,2m/s de velocidade limite para a linha principal e 3m/s de velocidade limite para as ramificações. Outros dados mostram a redução da dimensão das tubulações pela utilização da termoacumulação de gelo. Expôs-se também, que o projeto com linhas secundárias é efetivo economicamente (AUGUSTO *et al.*, 2015).

SHU *et al.* (2010) avaliaram quantitativamente diversas configurações de fontes de energia, mantendo um aquecimento e um resfriamento distrital, através do método de análise do valor. Combinando uma análise quantitativa e qualitativa e investigando os esquemas disponíveis econômica e ambientalmente por meio de comparações feitas por especialistas, o método de análise do valor foi aplicado ao primeiro projeto de cogeração distrital, que envolveu uma bomba de calor com fonte térmica de água marítima na China. Os cálculos mostraram, que apesar da fonte térmica de água do mar não ser econômica,

considerando o preço da eletricidade comercial, ela tornou-se a opção mais atrativa ao aplicar-se o preço da eletricidade civil. Isto implica na necessidade da promoção de privilégios e políticas, a fim de tornar esta solução viável.

CHAN *et al.* (2007) intencionaram diminuir o investimento de capital da rede de distribuição, otimizando a sua configuração. Utiliza-se o algoritmo genético primeiramente para minimizar a soma entre os custos de bombeamento e infraestrutura da rede. Após esta etapa, uma busca local é realizada para aprimorar os resultados. Variou-se as opções de conexão das redes, que deviam ligar a central com as demais edificações. Variou-se a taxa de mutação do método heurístico para selecionar o valor mais adequado. Para um problema com 9 edifícios a serem conectados (central do resfriamento distrital e seus respectivos clientes), a busca local foi capaz de melhorar tanto a solução encontrada, quanto a eficiência computacional. O impacto deste refinamento foi maior para o caso de taxas de mutação menores. Quando o tamanho do problema aumentou para 17 construções, percebeu-se, que a busca local em *loop* melhorou a performance da busca.

CHOW *et al.* (2004b) discutiram os requerimentos técnicos e as opções de configuração para o resfriamento distrital no contexto de um ambiente urbano subtropical. Para o cálculo da carga térmica foram estabelecidas 12 categorias de edificações, com prédios modelos típicos em relação a performance energética. As propriedades dos materiais das fachadas, as condições de projeto internas, as taxas de ventilação e infiltração foram calculadas baseadas nas recomendações da ASHRAE e de regulamentos governamentais locais. Os *softwares* HEVACOMP e DOE2 foram aplicados nas predições de carga térmica. A demanda de pico mediu 196 MW. *Chillers* idênticos de 3000TR dividiram a carga igualmente. O esquema de bombeamento proposto foi o primário-secundário. A conexão adotada foi indireta, com subestações do consumidor. O programa de simulação TRNSYS® foi usado para estimar o consumo de energia da central. As opções de configuração levaram em conta diversas tecnologias, como: cogeração, termoacumulação de gelo ou água gelada, unidades *split* ou sistema central, bombas de calor de água do mar e diferentes formas de rejeitar calor. O produto do trabalho classificou o uso de água do mar para o resfriamento como promissor. Outra contribuição foi, que no clima onde o projeto localizava-se (de baixa demanda de aquecimento), termoacumulação e cogeração foram consideradas não econômicas.

KHIR, HAOUARI (2015) investigaram o projeto e operação ótimos de um sistema de resfriamento distrital, minimizando os custos operacionais e de investimento

totais. Assumiu-se, que um conjunto de edifícios de consumidores foi conectado indiretamente (com o auxílio de estações de transferência de energia) a uma única fonte de resfriamento. A demanda térmica é considerada determinística, periódica e estacionária. O esquema de bombeamento escolhido é o primário. Um modelo de programação inteira mista foi formulado e linearizado pela técnica de reformulação-linearização. Aspectos técnicos (de garantia de temperatura e pressão de fornecimento de água adequadas ao consumidor) e estruturais foram considerados no problema através de suas restrições. Resultados computacionais foram obtidos com redes de até 60 nós, demonstrando, que soluções ótimas e próximas às ótimas podiam ser providas dentro de um tempo computacional razoável. As contribuições do trabalho foram: o dimensionamento das capacidades dos *chillers*, o cálculo do tamanho do tanque de termoacumulação, a mensuração do tamanho das tubulações de distribuição e seu *layout* e as quantidades de produção e acumulação de cada período de tempo.

WANG *et al.* (2015a) estudaram a performance de um sistema de resfriamento distrital, suprindo edifícios comerciais e públicos e integrado a diferentes tecnologias: termoacumulação, central hidroelétrica reversível e cogeração de calor e energia elétrica. As carga térmicas foram calculadas baseadas em dados preliminares de planejamento do governo. No total foram envolvidos 36 edifícios. Dez *chillers* idênticos com 3400 TR de capacidade foram utilizados na central. Três tipos de *chillers* foram comparados: *chiller* elétrico por compressão (para resfriar a água), *chillers* duplo efeito (para fazer gelo para a termoacumulação) e *chillers* de absorção (para usar com a cogeração).

Estudou-se a termoacumulação de gelo a partir de dois métodos de dimensionamento e controle: a acumulação total e a acumulação parcial baseada em nivelamento de carga. Duas formas de projetar a planta de trigeração foram consideradas: a primeira priorizando a demanda térmica e a segunda priorizando a demanda por eletricidade. Alcançou-se a constatação, que a termoacumulação de gelo total não foi viável no sistema tarifário atual de Hong Kong. Este sistema deveria ser modificado para aumentar a diferença de preços entre os períodos de pico de demanda e fora destes momentos. A acumulação de gelo baseada em nivelamento de carga economiza 4% de custos operacionais anuais. A diferença de performance entre termoacumulação e centrais hidroelétricas reversíveis depende do equipamento e eficiência do sistema. Já a trigeração foi vantajosa comparada à aquisição de eletricidade pela rede, economizando por volta de 30% do consumo em comparação com sistemas tradicionais de resfriamento distrital (WANG *et al.*, 2015a).

WANG *et al.* (2015b) avaliaram quantitativamente a performance do resfriamento distrital (com três diferentes formas de bombeamento) em uma nova região de Hong Kong (subtropical), atendendo 37 edifícios (públicos e comerciais). Comparou-se com o sistema de resfriamento convencional (*chillers* instalados em cada prédio). Salienta-se, que os modelos foram desenvolvidos e simulados na plataforma TRNSYS®. Os dois tipos de sistema foram contrastados em diferentes cargas e condições de tempo segundo seus consumos de energia e custos operacionais baseados na tarifa de eletricidade local. Foi adotada a conexão indireta com trocadores de calor de placa.

Três esquemas de bombeamento de água gelada foram discutidos: sistema de vazão primária de água gelada constante, sistema de vazão primária constante e de vazão secundária variável e sistema de vazão primária de água gelada variável. Descobriu-se, que o sistema de resfriamento distrital consome por volta de 15% de energia a menos do que o sistema tradicional. A tecnologia distrital mostrou grande potencial de economia energética durante meses frios em baixas demandas, mostrando elevado racionamento em cargas parciais inferiores a 50%. *Chillers* foram o subsistema de maior economia, devido ao efeito de concentração de carga, o que os permitiu operar com COP elevado. O sistema de distribuição de água gelada foi o único subgrupo a consumir mais energia no SRD, pois o SRD possuía pelo menos um conjunto a mais de bombas comparado ao sistema tradicional. Esta tecnologia poderia racionar pelo menos 7% de energia em relação ao sistema individual, não importando a porcentagem de edifícios com carga térmica a noite. Seu custo de operação anual seria 10% menor, que o usual nas tarifas de Hong Kong (WANG *et al.*, 2015b).

A terceira categoria de *papers* reúne aplicações de energia solar (MARUGÁN-CRUZ *et al.*, 2015) e bomba de calor geotérmico (CARLI *et al.*, 2014) empregadas em sistemas distritais de energia.

MARUGÁN-CRUZ *et al.* (2015) estudaram a viabilidade técnica e econômica da utilização de um receptor adicional em uma torre solar, que aproveitasse a energia solar durante períodos, nos quais alguns helióstatos não podiam focar a radiação direta no receptor central (comum no verão). Este equipamento geraria vapor e alimentaria oito *chillers* de absorção para atender um sistema de resfriamento distrital na Espanha, atendendo 90000 pessoas via uma rede de distribuição de mais de 50 km. Foi utilizado um tanque de acumulação do fluido frio em detrimento da termoacumulação do calor devido a perdas menores causadas por menores diferenças de temperatura. Sua necessidade devia-se à diferença entre o calor residual aproveitado e a demanda por

climatização. Para medir a competitividade do sistema, calculou-se o valor presente líquido do projeto, comparando com projetos de risco similar. Deparou-se com os seguintes fatos: o calor residual seria capaz de atender 47% da carga térmica de 30027 residências e elevadas taxas de inflação da eletricidade tenderiam a tornar o projeto mais atrativo. Este sistema mostrou-se viável técnica e economicamente.

CARLI *et al.* (2014) avaliaram energética e economicamente um sistema de aquecimento e resfriamento distrital baseado em bomba de calor geotérmico, considerando a densidade populacional. A determinação da operação do sistema foi realizada através do Earth Energy Designer. A análise energética dimensionou o assentamento da rede de distribuição no solo e os custos de operação. O período de recuperação do investimento foi calculado e o sistema proposto foi comparado com um caso tradicional com caldeiras usadas para o aquecimento e com unidades *split* para o resfriamento. O estudo mostrou, que uma densidade populacional média favoreceu a solução centralizada em comparação com uma densidade populacional baixa. Outro resultado foi a proposta de combinar a fonte geotérmica com eletricidade fotovoltaica como possível solução com emissões nulas de gases de efeito estufa.

Verificou-se com essa revisão, o esforço conjunto, objetivando minimizar os custos totais do resfriamento distrital, através, usualmente, de uma análise energética capaz de dimensionar os equipamentos (fornecer custos iniciais), definir a sua operação e consumo de energia primária (fornecer custos variáveis). Como função objetivo, tanto a redução de uso de combustível, quanto o período de recuperação de investimento figuram como mais comuns. Ambos consequência de uma formulação, considerando apenas a primeira lei da termodinâmica e mirando na maior barreira do sistema: seu elevado custo inicial, para viabilizá-lo, visto que seus benefícios enquadraram-se com os novos padrões de exigência ambientais mundiais.

Contudo, DINCER *et al.* (2005) constataram a insuficiência da análise exclusivamente energética como critério quantitativo de comparação entre tecnologias. Adiciona-se a este fato a crítica de BEJAN *et al.* (1996) ao custeio energético. Pretende-se, portanto, aplicar a exergia como propriedade básica à análise termoeconômica a fim de superar as limitações expostas de uma avaliação puramente de primeira lei da termodinâmica. Em outras palavras, a presente dissertação posiciona-se perante os demais trabalhos como um reflexo destas críticas, estabelecendo novas diretrizes ao exame do resfriamento distrital e preenchendo a escassez de uma análise exergoeconômica neste campo.

2.1. OBJETIVOS

O objetivo principal é propor a análise exergoeconômica do resfriamento distrital como uma abordagem de estudo vantajosa por associar custos à energia disponível, atribuindo custo nulo a produtos em equilíbrio com ambiente, opondo-se ao custeio energético, incólume à diferença de potencial entre variadas formas de interações termodinâmicas e suas respectivas utilidades (BEJAN *et al.*, 1996). No decurso desta metodologia, pretende-se desenvolver equações de partição de custo, escassas na literatura, porém fundamentais à concretização da avaliação almejada, que permitem o custeio específico das correntes presentes na rede de distribuição. Outras contribuições referem-se à influência da variação de carga ao longo do ano no custo da água gelada fornecida ao consumidor e ao impacto da diminuição da sua temperatura de fornecimento na função objetivo especificada.

Esta última colaboração visa submeter orientações divergentes, encontradas na bibliografia, ao crivo de um exame detalhado, de baixo nível de agregação e, que incorpora clara e simplificada a eficiência ambiental e econômica de cada componente. Esta discordância de recomendações reportam-se tanto aos supostos benefícios de aumentar a temperatura da água gelada (menor troca térmica com o solo, melhor adequação às fontes de calor de rejeito e maior eficiência dos *chillers*) mencionados por LI *et al.* (2017), quanto às possíveis vantagens econômicas de reduzi-la (intentando aumentar a diferença de temperatura do meio de resfriamento no *chiller* para reduzir as vazões na rede e alcançar menores e mais baratas dimensões de tubulação).

Um modelo propício, acurado e esmiuçado do sistema de resfriamento distrital, deve evitar a aglomeração de equipamentos em um único item. Portanto, expõe-se a seguir cada constituinte desta instalação. Sua central de cogeração será composta de um ciclo de turbina a gás (arranjo ilustrado na Figura 2.1, dividido em compressor, câmara de combustão e turbina), uma caldeira de recuperação (economizador e evaporador), ciclos de refrigeração por absorção água-brometo de lítio duplo efeito (dois geradores, três trocadores de calor, um absorvedor, um condensador, um evaporador, quatro unidades de expansão e duas bombas) e uma rede de distribuição de água gelada (bombas primárias, servindo individualmente cada resfriador de líquido, tubulações de fornecimento e de retorno). O calor é rejeitado pelo resfriador de líquido com o auxílio da torre de resfriamento, operando em correntes opostas, em paralelo com o absorvedor

e condensador do equipamento. A turbina é abastecida com gás metano. Os gases exaustos pela turbina percorrem a caldeira de recuperação. Nela, eles geram o vapor, que alimenta o ciclo de absorção e posteriormente são rejeitados ao ambiente. Por fim, o meio de resfriamento escoar diretamente (sem estações de transferência de energia) por tubulações enterradas até o consumidor final.

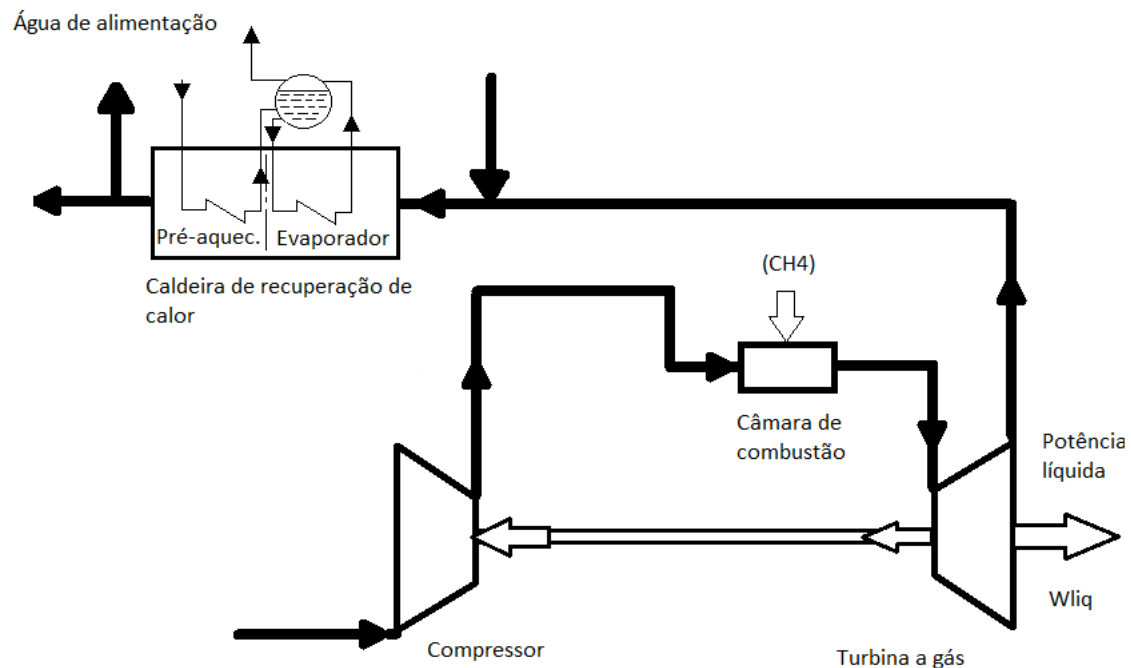


Figura 2.1 – Planta de cogeração

O estudo elucidar, então, o processo de formação de custo do resfriamento distrital e expõe o custo específico da água gelada como uma possível função objetivo adequada a futuras otimizações do sistema.

Para tal fim, analisa-se, anteriormente, exergoeconomicamente a proposta, pois necessita-se acompanhar a destruição da energia útil presente no gás natural até o consumo final e, então, custear as irreversibilidades.

A maior adequação da propriedade exergia para fins de custeio, no entanto, é relativamente recente. A primeira ideia de usar a exergia economicamente foi proposta por J. H. Keenan (apud TSATSARONIS, 1993) em 1932, repartindo os custos da energia elétrica e vapor produzidos por uma planta de cogeração por meio desta propriedade.

Apenas, posteriormente, no final dos anos 50, M. Tribus e R. B. Evans (apud TSATSARONIS, 1993) atribuíram custos à unidade de exergia das correntes e

formularam os balanços de custos de cada componente de sistemas energéticos, o que iniciou o desenvolvimento moderno da termoeconomia.

Enfim, na década de oitenta, com o florescimento de novos métodos, um grupo de especialistas dedicados neste assunto (C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero e M. von Spakovsky) decidiu comparar suas metodologias, resolvendo um problema de otimização pré-definido: o problema CGAM. Seu objetivo era mostrar como elas se aplicavam, quais conceitos eram usados, quais resultados eram obtidos e, então, unificá-las. Este estudo de caso notabiliza-se pela importância no setor.

Em suma, o presente trabalho utiliza o método desenvolvido por G. Tsatsaronis e testado através do problema fundamental CGAM (denominado método de custeio em base exergética do custo médio combinado com a partição da exergia total em exergias física e química). A pesquisa utiliza o *software* de simulação térmica IPSEpro® para calcular o ciclo de absorção e a rede de distribuição. As demais performances são desenvolvidas através de rotinas do MATLAB®.

3. METODOLOGIA

A análise exergoeconômica de um sistema de resfriamento distrital ainda em planejamento, requer a discussão e confrontação de tecnologias referentes a cada subconjunto do empreendimento (geração do meio de resfriamento, sua distribuição e consumo do cliente), tal como a definição de abordagem para o cálculo de cada etapa a seguir.

- Cálculo da carga térmica e da potência frigorífica
- Cálculo das vazões da rede hidrônica
- Definição da operação dos resfriadores de líquido
- Definição da operação interna dos *chillers* de absorção e da torre de resfriamento
- Operação da caldeira de recuperação
- Operação da turbina a gás
- Cálculo das propriedades de todas as substâncias
- Análise exergética
- Análise exergoeconômica segundo o método de custeio em base exergética do custo médio, combinado com a partição da exergia total em exergias física e química

Ou seja, existem passos a cumprir, antes de alcançar a terminante análise de segunda lei da termodinâmica. Todas estas fases podem ser tratadas quantitativamente, comparando cada solução proposta, como optaram alguns estudos mencionados anteriormente. Entretanto, este procedimento foge ao escopo de aplicação de um critério de avaliação alternativo, cerne da presente dissertação. Logo, a aproximação utilizada nas partes precedentes contrasta e determina as opções de configuração qualitativamente, como realizado por CHOW *et al.* (2004a) e LI *et al.* (2017).

3.1. IPSEpro® 6.0

Antes de iniciar a explanação da metodologia, introduz-se o *software* de simulação termodinâmica fundamental à análise, denominado IPSEpro® 6.0. Trata-se de um ambiente flexível e intuitivo de modelagem e análise de processos termodinâmicos, projetado para a solução de problemas representáveis por uma rede de componentes

discretos e suas respectivas conexões. Nele, criam-se modelos arbitrários de esquemas de processo, através de componentes selecionados de um acervo padrão pré-definido ou através de componentes gerados e editados pelo usuário, permitindo a versatilidade, em dois níveis (no nível do componente e no nível do processo), emblemática do programa. No nível do componente, autoriza-se a completa caracterização de seus modelos, gráfica e matematicamente com o kit de desenvolvimento de modelo (MDK) do IPSEpro®. Este conjunto de ferramentas os formata por instruções escritas na linguagem de descrição do modelo (MDL) e por meio de um editor gráfico de ícones dos componentes. Assente-se, também, a modificação e customização de padrões existentes das bibliotecas pré-montadas. No nível do processo, concede-se liberdade completa na organização dos componentes disponíveis para a reprodução dos esquemas de processo. A interface gráfica com o usuário simplifica este procedimento, resumindo-o em escolha do ícone do componente, presente no menu da biblioteca, e sua disposição apropriada na janela de projetos. Um patamar adicional de flexibilidade é possível, com a criação de bibliotecas compartilhadas de propriedades.

A troca de informações entre o MATLAB® e o IPSEpro® é realizada através da tecnologia COM (*Component Object Model*) da Microsoft®, para troca de dados sem a criação de arquivos intermediários.

3.2. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA E DA POTÊNCIA FRIGORÍFICA

A estimativa de carga térmica é antecedida pela seleção de aplicação do sistema. Ele é capaz de atender quatro tipos de empreendimentos: comercial, público, residencial e industrial. Para realizar tal escolha, é necessário ressaltar, que, além dos anseios já citados do presente trabalho, há a intenção adicional de ocupar o espaço vacante de estudos do resfriamento distrital em climas tropicais a fim de examinar as peculiaridades, que tal ambiente impõe. Desta forma, somando o fato anterior ao interesse particular no Brasil, estipulou-se o cliente, como sendo o mais usual nas aplicações brasileiras: edifícios comerciais. Esta limitação de variedade no seu emprego, deve-se a falta de planejamento urbano local e de incentivos regionais para reestruturar bairros residenciais de acordo com políticas públicas ambientalmente mais amigáveis. Optou-se, especificamente, por um caso fictício aos moldes de um shopping center localizado na Barra da Tijuca no Rio de Janeiro, o Downtown. O arranjo das suas unidades de comércio e a possibilidade de expansões, que agreguem mais estabelecimentos ao serviço de água

gelada por uma rede de distribuição foram determinantes à seleção. Escritórios, lojas e restaurantes predominam e distribuem-se em prédios de dois a três andares. Portanto, seleciona-se estas três categorias como suficientes para representar a carga térmica desta referência. A proporção de quantidade de edifícios entre estas classes de construção, no cenário hipotético investigado, possui valor similar ao encontrado neste centro de comércio real. A diferença da conjuntura imaginada encontra-se na quantidade destas edificações, manipulada de forma a aumentar a carga térmica para uma ordem de grandeza próxima aos 35200 TR do *Business Bay Executive Tower* (Dubai, Emirados Árabes) (ASHRAE, 2013a). Este exemplar serviu de parâmetro por também atender um empreendimento localizado em um clima quente com uma demanda por climatização similar aos demais casos de emprego do resfriamento distrital. O cômputo da carga térmica cumpriu-se com o auxílio do programa HvacLoadExplorer versão 1.1.3, através do método RTS (*Radiant Time Series Method*) (SPITLER *et al.*, 1997). A simulação considera dados climáticos representativos do aeroporto Santos Dumont (ASHRAE, 2013b) ao longo do ano. Optou-se por reproduzir este período, mediante o perfil de hora em hora de cada vigésimo primeiro dia dos doze meses, totalizando 288 intervalos característicos, convertendo um fenômeno transiente em períodos em regime estacionário, como o realizado por RIVAROLO *et al.* (2016). As dimensões utilizadas dos prédios são expostas a seguir.

RESTAURANTE

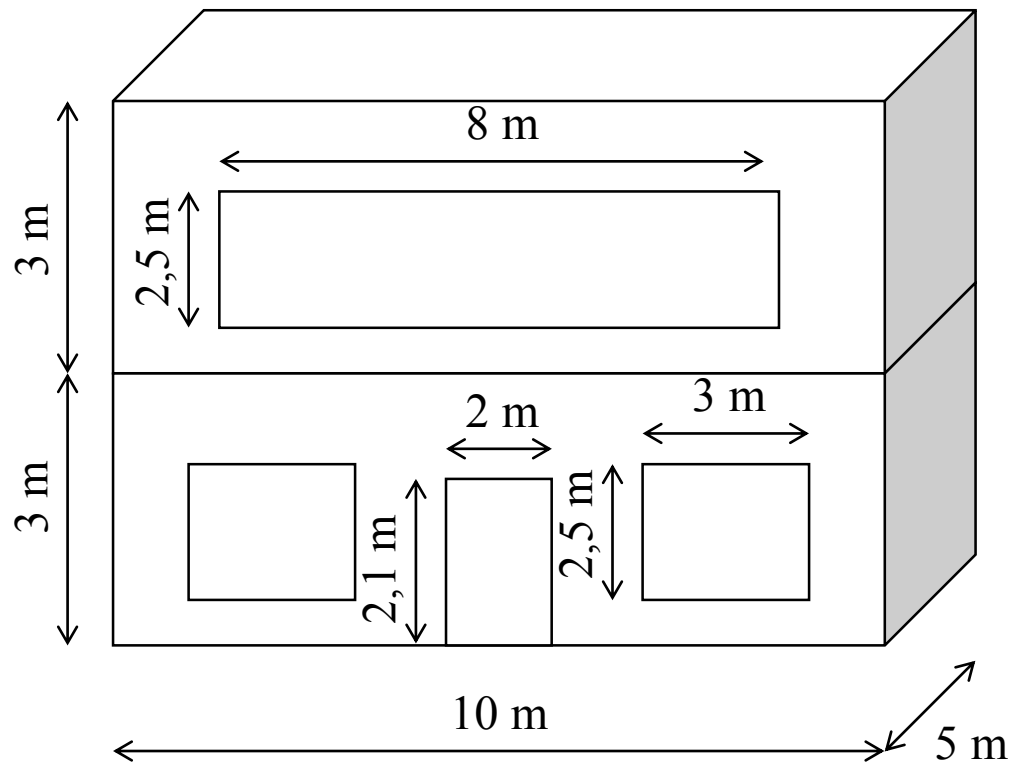


Figura 3.1 – Dimensões do restaurante

ESCRITÓRIO

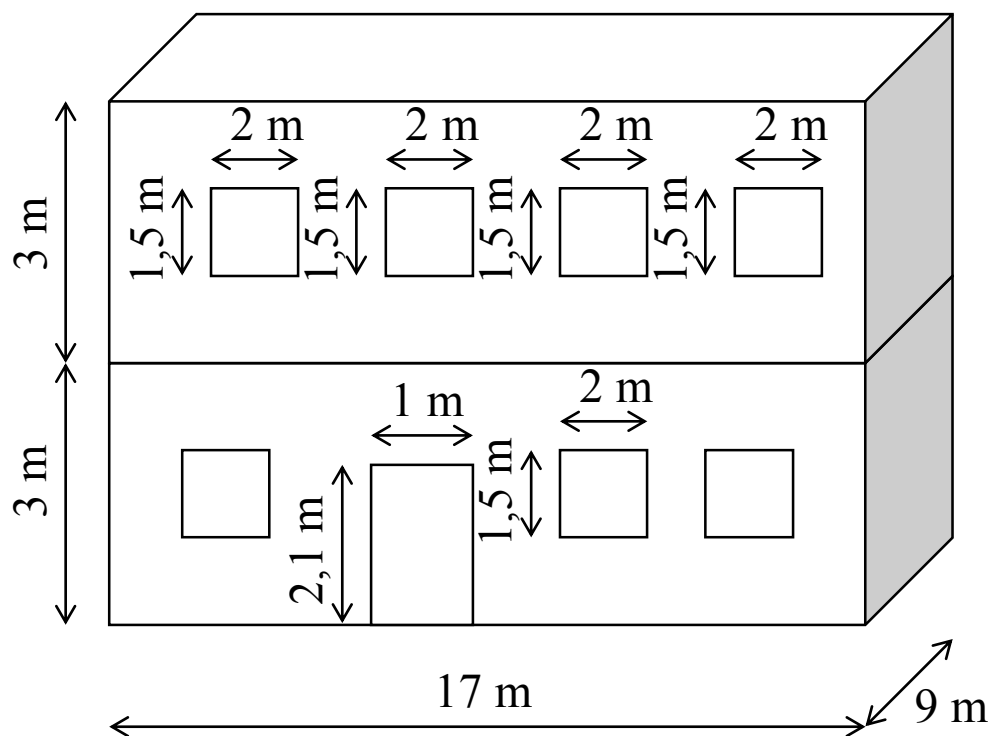


Figura 3.2 – Dimensões do escritório

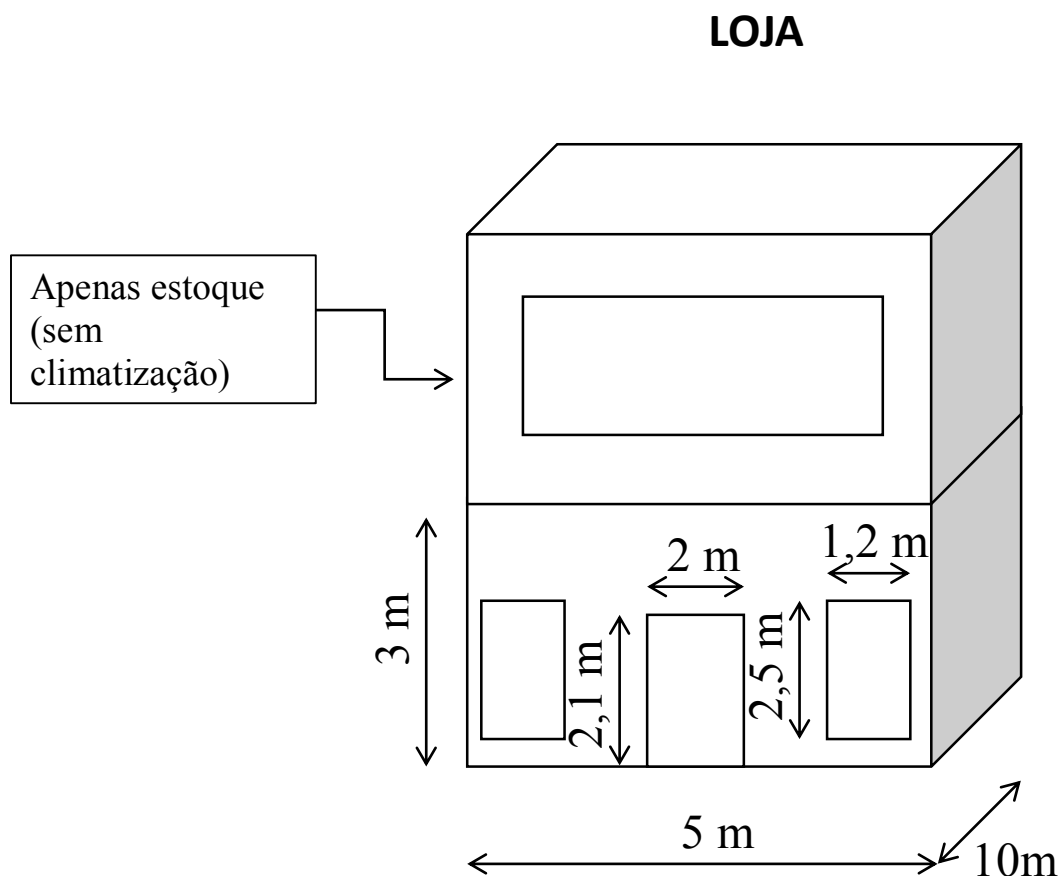


Figura 3.3 – Dimensões da loja

Cada uma destas unidades representativas possui portas e janelas em apenas uma parede, cuja orientação aponta para os quatro pontos cardeais em quantidades de vezes iguais. Assim como no modelo de inspiração, as lojas, os escritórios e os restaurantes possuem componentes construtivos similares, cujas propriedades podem ser obtidas na norma ABNT (2005a).

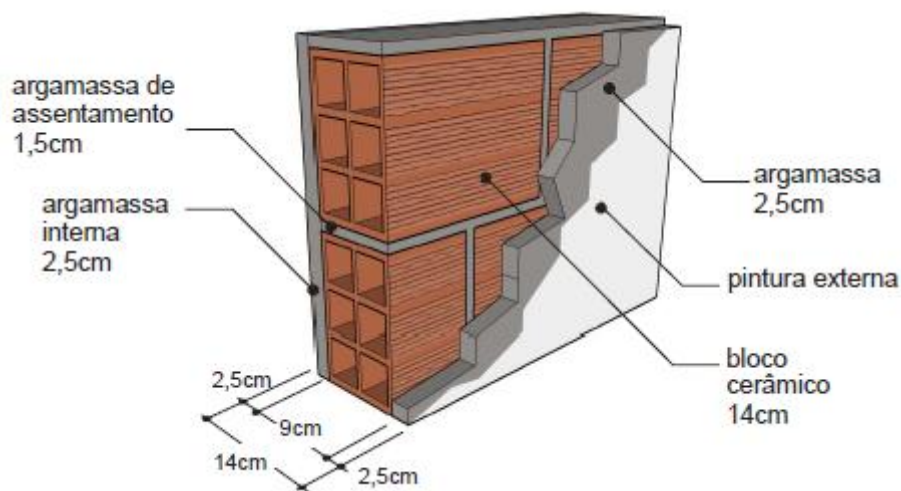


Figura 3.4 – Componentes construtivos selecionados (INMETRO, 2013)

As camadas entre o teto do primeiro andar e o piso do segundo andar são, de baixo para cima, com suas respectivas espessuras: forro de gesso (1cm), câmara de ar (15cm), laje de concreto (10cm), contra piso (2cm) e piso de cerâmica (7,5cm). Já para a cobertura do segundo andar empregou-se uma telha de fibro-cimento de 0,7cm de espessura e uma laje de concreto de 20cm de espessura (ABNT, 2005b). Para todos os casos, pintura interna branca e pintura externa amarela foram escolhidas, com propriedades em ABNT (2005b). Demais informações sobre iluminação de cada ambiente, suas respectivas infiltrações de ar externo, grau de atividade dos ocupantes e cargas relativas a equipamentos e outros objetos (refeições, um computador e um monitor para os restaurantes, um monitor e um computador para as lojas e monitores com computadores para os escritórios) estão em ASHRAE (2013b). Dados sobre as ocupações máximas de cada tipo de prédio encontram-se a seguir:

- Restaurante – cem em cada andar com picos durante as duas principais refeições do dia.
- Escritório – vinte em cada andar com perfil uniforme ao longo do horário de expediente.
- Loja – cinquenta pessoas no total com o pico do meio da tarde ao meio da noite.

Seguem os gráficos gerados de carga térmica total.

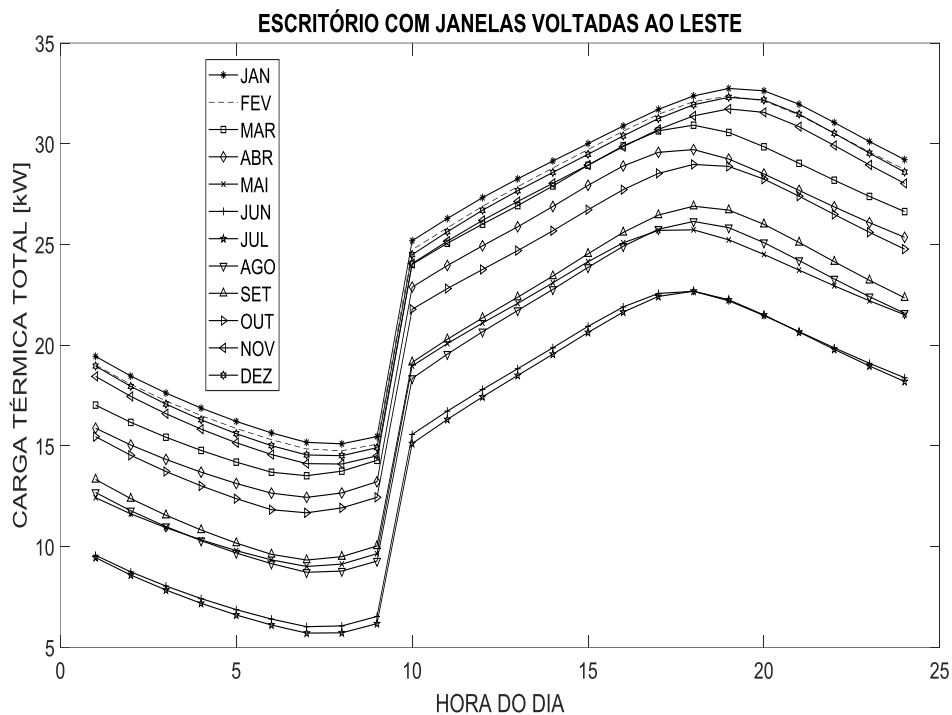


Figura 3.5 - Carga térmica total do escritório com janelas voltadas ao leste

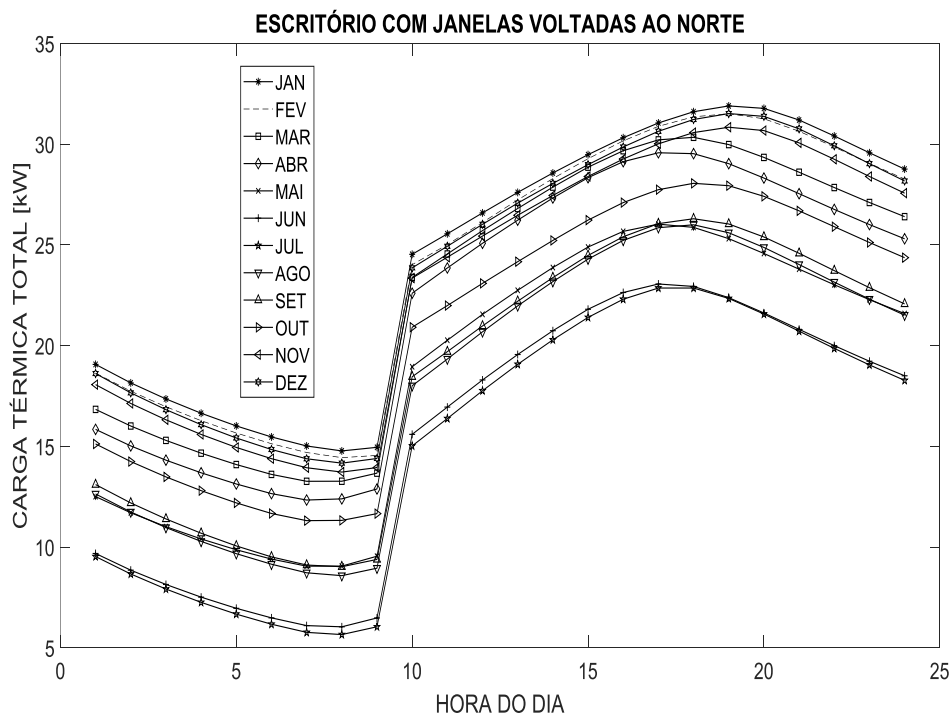


Figura 3.6 - Carga térmica total do escritório com janelas voltadas ao norte

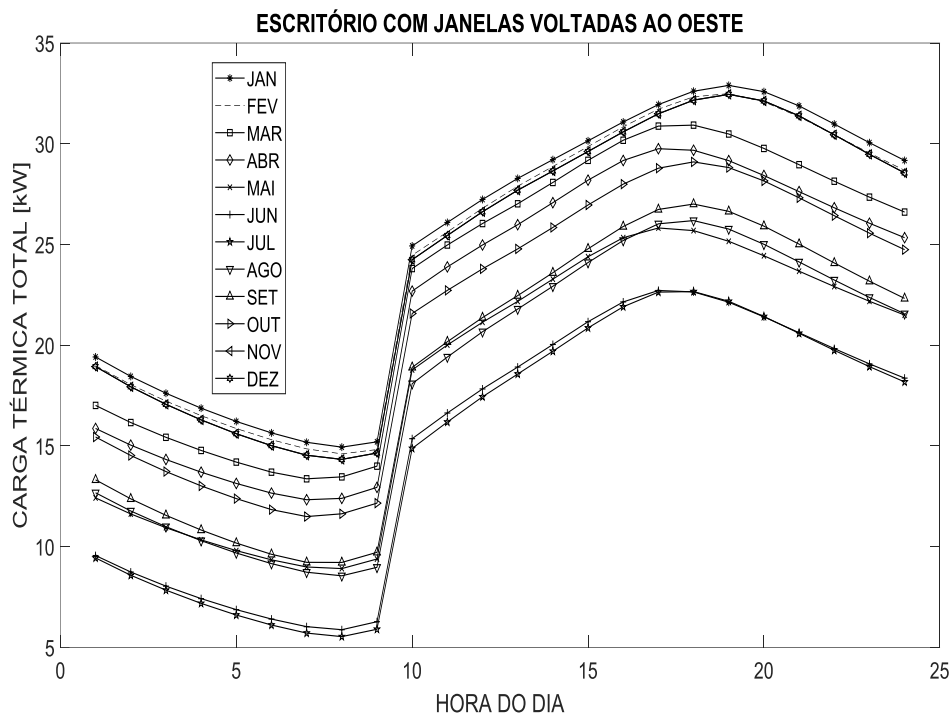


Figura 3.7 - Carga térmica total do escritório com janelas voltadas ao oeste

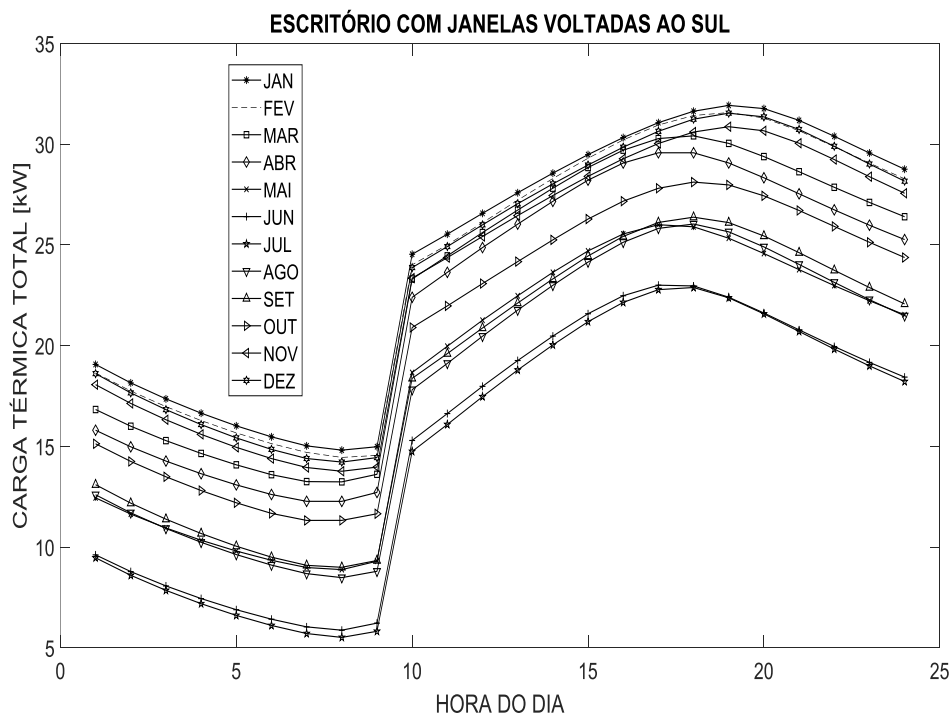


Figura 3.8 - Carga térmica total do escritório com janelas voltadas ao sul

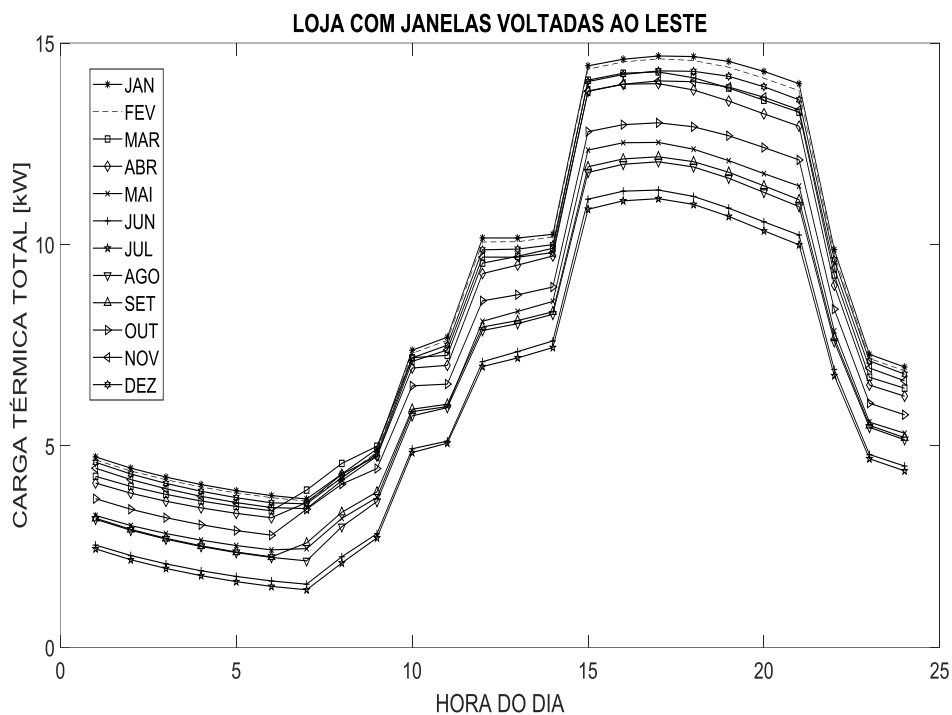


Figura 3.9 - Carga térmica total da loja com janelas voltadas ao leste

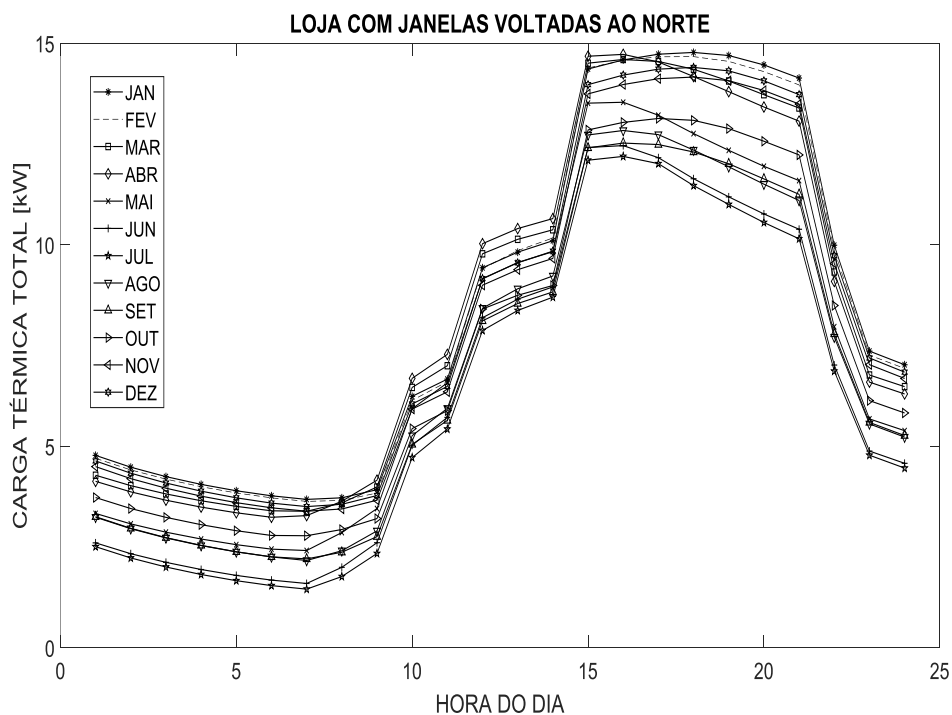


Figura 3.10 - Carga térmica total da loja com janelas voltadas ao norte

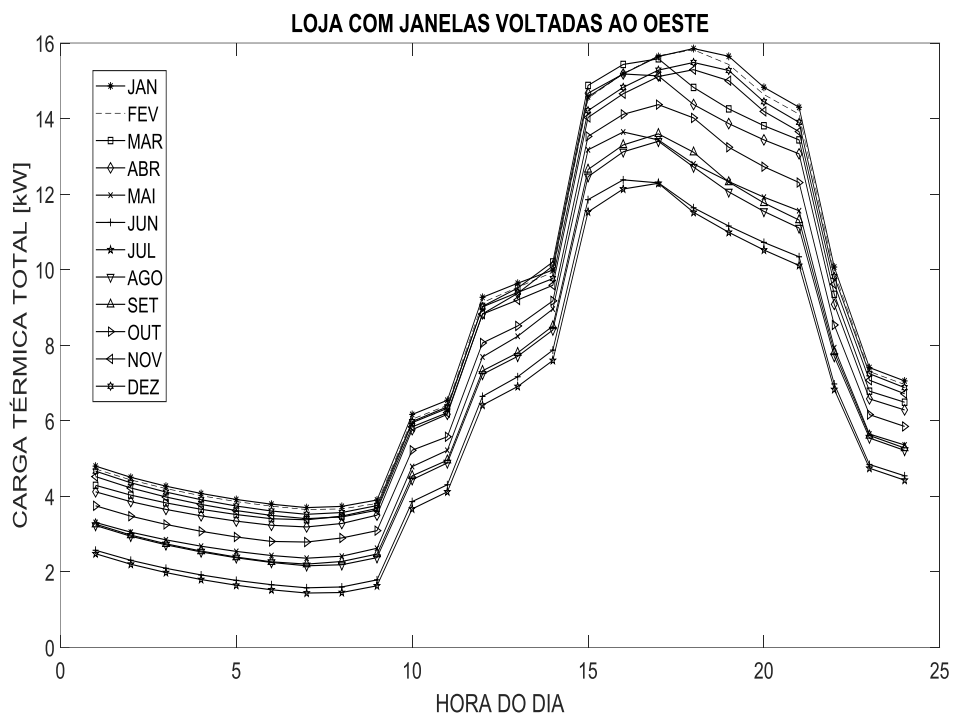


Figura 3.11 - Carga térmica total da loja com janelas voltadas ao oeste

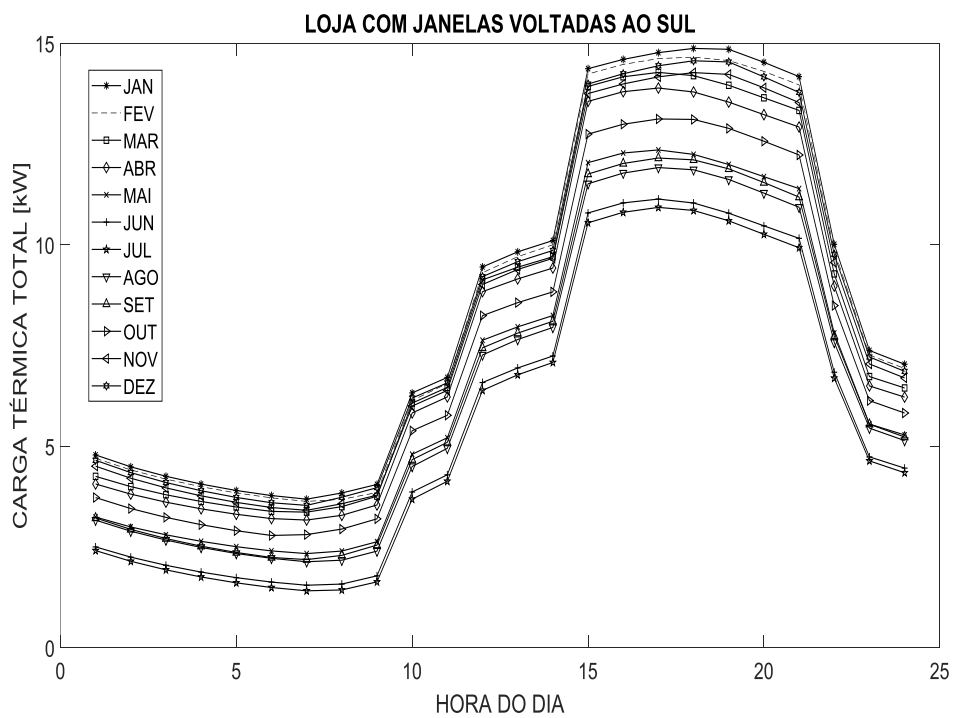


Figura 3.12 - Carga térmica total da loja com janelas voltadas ao sul

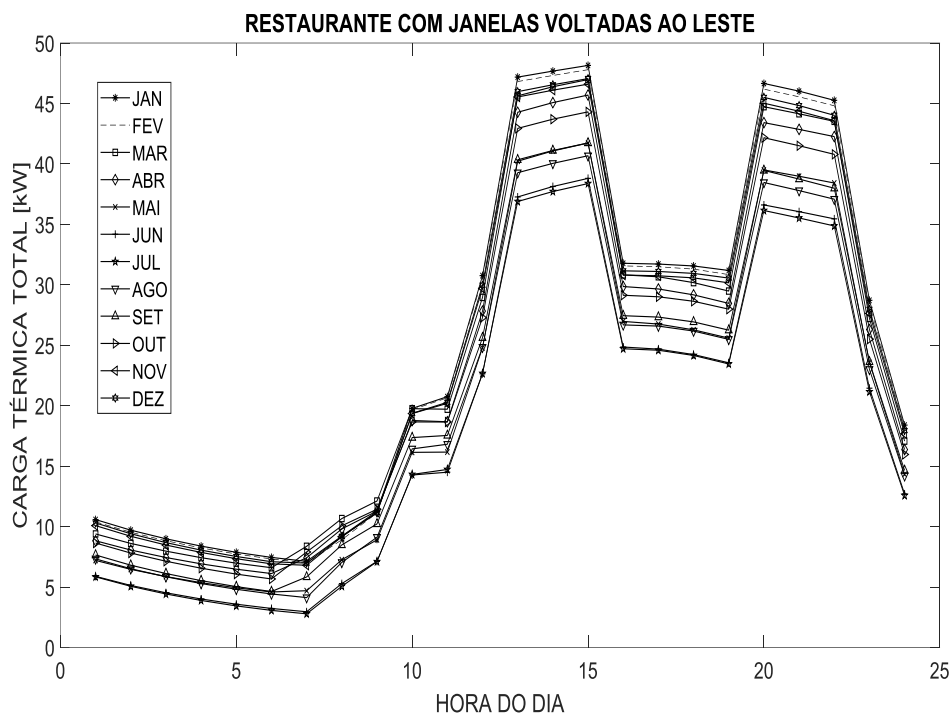


Figura 3.13 - Carga térmica total do restaurante com janelas voltadas ao leste

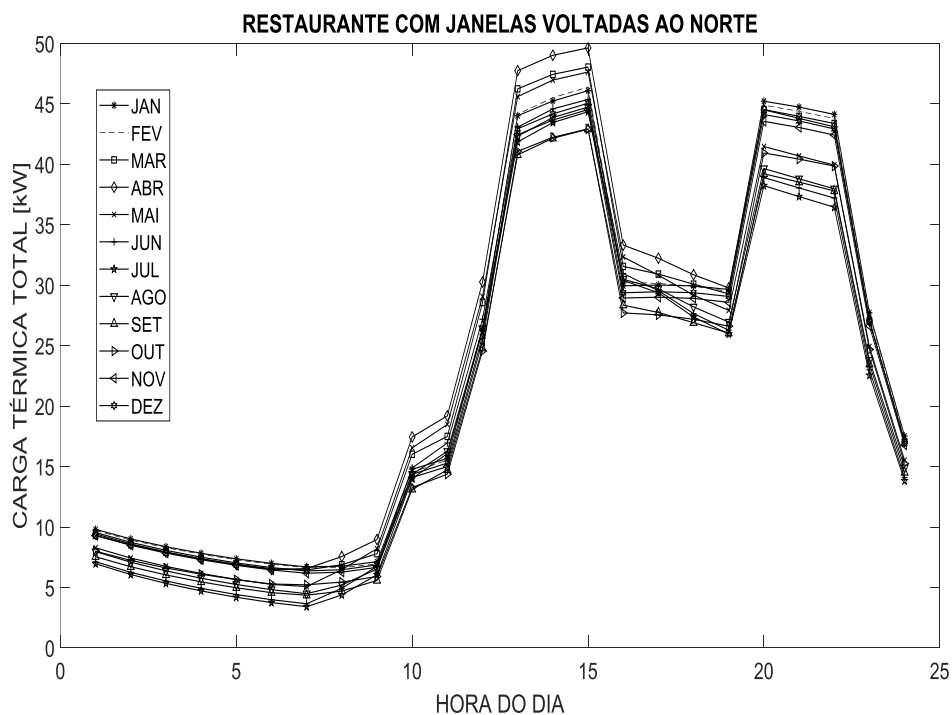


Figura 3.14 - Carga térmica total do restaurante com janelas voltadas ao norte

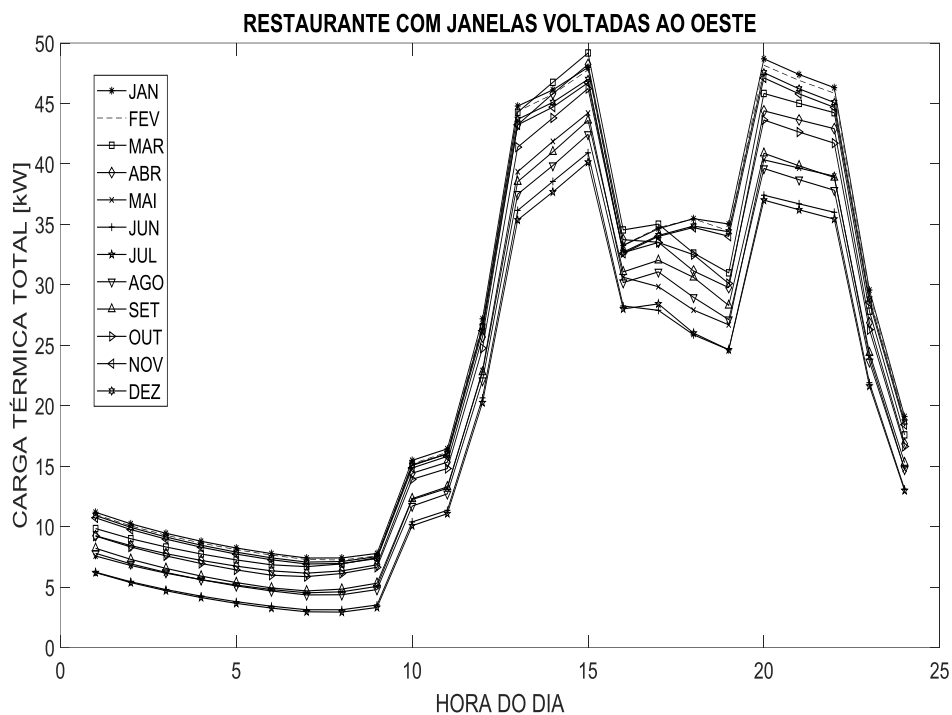


Figura 3.15 - Carga térmica total do restaurante com janelas voltadas ao oeste

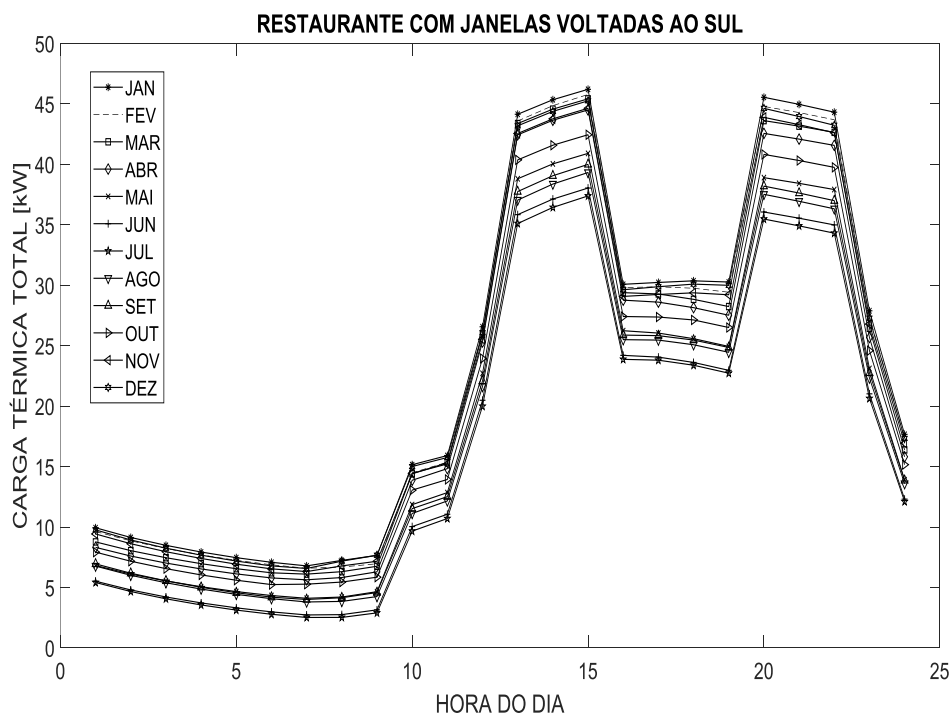


Figura 3.16 - Carga térmica total do restaurante com janelas voltadas ao sul

Estes dados são produzidos pelo programa citado como uma planilha Microsoft® Excel, posteriormente lida pelo *script* principal desenvolvido no MATLAB®.

Observa-se um salto na carga térmica dos escritórios entre nove e dez horas da manhã, por conta deste período retratar o momento inicial de ocupação do recinto comercial. A ampla diferença entre a carga térmica do escritório a meia noite e o seu valor a uma hora da manhã se justifica pela desocupação total e brusca do estabelecimento. Variações abruptas são notadas nos demais edifícios por motivos análogos.

A potência frigorífica é contabilizada pelo programa elaborado no MATLAB®, considerando o ar úmido como uma mistura de gases ideais (ar e vapor d'água a baixa pressão parcial), levando em conta a utilização de um sistema de AVAC (aquecimento, ventilação e ar condicionado) com controle de temperatura e umidade por reaquecimento, a fim de evitar discussões sobre soluções alternativas de fatores de desvio, distantes do propósito central do presente trabalho. Idealiza-se o seguinte diagrama esquemático, representando o sistema estudado.

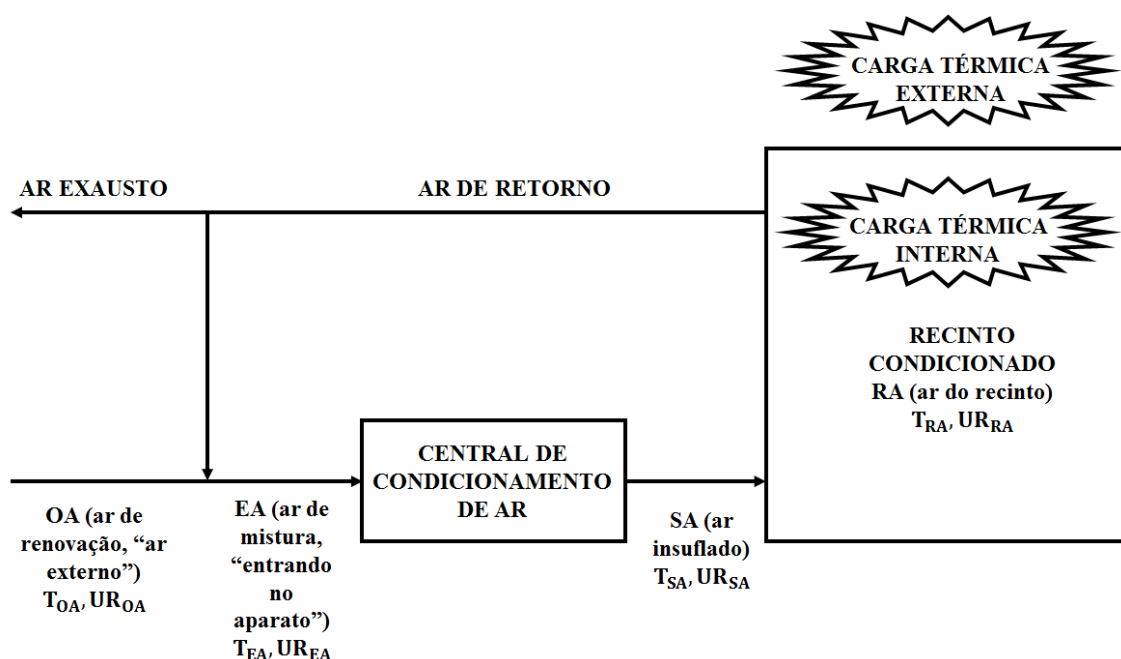


Figura 3.17 – Sistema de AVAC

Para avaliá-lo segundo a primeira lei da termodinâmica, necessita-se discutir o cálculo das propriedades, através da caracterização do modelo de Dalton aplicado ao fluido em questão. Nesse, o ar seco e o vapor d'água se comportam na mistura como se estivessem submetidos a uma pressão denominada parcial, a qual seria materializada se um dos componentes ocupasse sozinho todo o volume na mesma temperatura. Anexando esta hipótese à aproximação de gases ideais, constata-se, que a razão entre a pressão do

componente e a pressão total iguala-se à sua fração molar na mistura. A importância desta questão resulta da definição de cada estado do caso acima.

Para tanto, tratando-se de uma mistura, exige-se, no mínimo, três propriedades para a total delimitação da substância referenciada. Como a pressão, em estudos psicrométricos é constante e igual a pressão atmosférica (101,29 kPa segundo dados do aeroporto Santos Dumont), restam-se apenas duas propriedades. Usualmente, utiliza-se a razão de umidade (razão entre massa de vapor e massa de ar seco), como outra caracterizadora. Pelas aproximações anteriores, a equação desta grandeza apresenta-se abaixo:

$$\omega = \frac{0,622P_v}{P - P_v} \quad (3.1)$$

sendo P_v a pressão parcial do vapor e P a pressão total da mistura. A entalpia específica da mistura (entalpia por unidade de quilograma de ar seco) é:

$$h = h_a + \omega h_v \quad (3.2)$$

sendo h_a a entalpia do ar seco e h_v a entalpia do vapor. Considera-se os calores específicos de ambos os gases constante e supõe-se a referência para a entalpia nula do ar seco a temperatura de 0°C. Para o vapor, define-se como referência o líquido saturado a 0°C. Desta forma, desenvolve-se a expressão final:

$$h = c_{p_a}t + \omega(h_{lv}(0^\circ\text{C}) + c_{p_v}t) \quad (3.3)$$

O c_{p_a} representa o calor específico do ar seco (1,0035 kJ/kgK), o c_{p_v} é o calor específico do vapor (1,873 kJ/kg K) e $h_{lv}(0^\circ\text{C})$ é o calor de condensação do vapor d'água a 0°C (2501,2 kJ/kg). Permanece a indefinição sobre o cálculo da razão de umidade, devido a indeterminação da pressão parcial do vapor. Este impasse é resolvido considerando um saturador adiabático, pois, assumindo o processo de medição, como ocorrendo em regime permanente e fazendo os balanços de massa e energia, encontra-se a incógnita desejada através da temperatura de saturação do ar úmido (temperatura de bulbo úmido, t_{bu}).

$$\omega = \frac{(2501,2 + c_{p_v}t_{bu} - c_{p_w}t_{bu}) \left(0,622 \frac{P_{vs}(t_{bu})}{P - P_{vs}(t_{bu})} \right) - c_{p_a}(t_{bs} - t_{bu})}{2501,2 + c_{p_v}t_{bs} - c_{p_w}t_{bu}} \quad (3.4)$$

O c_{p_w} é o calor específico da água líquida (4,186 kJ/kgK), t_{bs} é a temperatura de bulbo seco (medição de temperatura sem saturação do ar) e P_{vs} é a pressão parcial do vapor saturado a temperatura indicada (ASHRAE, 2013b).

$$\ln(P_{vs}) = \frac{c_8}{T} + c_9 + c_{10}T + c_{11}T^2 + c_{12}T^3 + c_{13} \ln(T) \quad (3.5)$$

onde:

$$c_8 = -5,8002206 \text{ E} + 03$$

$$c_9 = 1,3914993$$

$$c_{10} = -4,8640239 \text{ E} - 02$$

$$c_{11} = 4,1764768 \text{ E} - 05$$

$$c_{12} = -1,4452093 \text{ E} - 08$$

$$c_{13} = 6,5459673$$

T encontra-se em temperatura absoluta (K) e P_{vs} em Pascal.

Outra forma de mensurar a umidade do ar é a umidade relativa (UR).

$$UR = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (3.6)$$

A expressão da potência frigorífica necessária a climatização do recinto é facilmente obtida, aplicando os balanços de energia e massa à central de condicionamento de ar (refrigeradora e desumidificadora), considerando o processo interno deste equipamento em regime permanente.

$$PF = \dot{m}_{SA}(h_{EA} - h_{SA}) \quad (3.7)$$

onde o índice SA refere-se ao ar insuflado e EA refere-se ao ar misturado.

A abordagem usual para os cálculos seguintes leva em conta as seguintes considerações:

- Admite-se, que o ar saindo da serpentina, é a mistura entre uma parcela incólume ao resfriamento e desumidificação (permanecendo no mesmo estado psicrométrico ao atravessar a serpentina) e outra parcela a temperatura igual à da superfície metálica.
- Durante o processo de condensação, considerando praticamente uniforme a temperatura da superfície metálica da serpentina, assume-se, que a porção do ar afetada pelo escoamento contra a serpentina encontra-se a uma temperatura igual a temperatura da superfície perdendo toda sua energia sob a forma de água condensada. Esta temperatura denomina-se temperatura de ponto de orvalho do equipamento (*Apparatus Dew Point Temperature*, t_{ADP}).
- Define-se a fração de desvio (*bypass*), como a fração da vazão total inalterada ao resfriamento e condensação (parâmetro próprio da serpentina).

$$\bullet \quad BF = \frac{h_{SA} - h_{ADP}}{h_{EA} - h_{ADP}} \quad (3.8)$$

onde o índice ADP indica uma grandeza relativa ao ponto de orvalho do aparato.

Desta abordagem, decorre-se, que:

$$\dot{m}_{SA}h_{SA} = \dot{m}_{SA}(1 - BF)h_{ADP} + \dot{m}_{SA}BFh_{EA} \quad (3.9)$$

Devido à elevada carga latente presente nas três aplicações representativas do empreendimento comercial real (pela alta quantidade de ocupantes elevada, alta temperatura e umidade do Rio de Janeiro), o fator de desvio adequado deve desumidificar consideravelmente o ar de mistura. Portanto, seleciona-se uma serpentina de 0,05 de *bypass*.

A fórmula anterior mostra a relevância da temperatura do aparato no cálculo da potência frigorífica. Seu valor é obtido implicitamente por uma equação alcançada com os balanços de massa e energia dos volumes de controle da mistura do ar de renovação com o ar de retorno, do resfriamento e desumidificação do ar e da climatização do recinto. Além da utilização dessas leis fundamentais e das considerações anteriores, agrega-se a divisão da carga térmica entre carga latente e sensível e a identidade entre as parcelas sensíveis:

$$\begin{aligned} & \frac{RSH + \dot{m}_{SA}c_{p_a}BF(t_{SA} - t_{RA})}{RLH + \dot{m}_{SA}BFh_{lv}(0^\circ C)(\omega_{SA} - \omega_{RA}) + RSH + \dot{m}_{SA}c_{p_a}BF(t_{SA} - t_{RA})} \\ &= \frac{c_{p_a}(t_{RA} - t_{ADP})}{c_{p_a}(t_{RA} - t_{ADP}) + h_{lv}(0^\circ C)(\omega_{RA} - \omega_{ADP})} \end{aligned} \quad (3.10)$$

onde RSH é a parcela já determinada sensível da carga térmica, RLH é a fração já calculada latente da carga térmica e RA refere-se ao ar do recinto.

A vazão mássica do ar de retorno é computada como a razão entre a vazão volumétrica recomendável de renovação de ar (27m³/h/pessoa, aproveitando a informação de taxa de ocupação utilizada no cálculo da carga térmica) e seu volume específico (calculado com a fórmula de gás ideal, com a temperatura ambiente e com a pressão atmosférica) (ABNT, 2008).

As temperaturas dos recintos t_{RA} foram selecionadas considerando o padrão ASHRAE 55 de conforto térmico humano: 24°C para o escritório, 24°C para o restaurante e 23°C para a loja (temperatura menor, pois a atividade dos ocupantes é mais exigente em relação aos casos anteriores).

A razão de umidade do recinto ω_{RA} resulta da umidade relativa selecionada para o recinto (50% para todos os três casos, segundo a ASHRAE 55), utilizando a equação 3.6 para achar a pressão parcial do vapor, posteriormente empregada na equação 3.1. Já

a razão de umidade do ar de renovação ω_{SA} é derivada da equação 3.4, com sua temperatura de bulbo úmido e bulbo seco extraídas de ASHRAE (2013b) para o aeroporto Santos Dumont. ω_{ADP} é uma função de t_{ADP} conforme a equação 3.1.

Para resolver a equação 3.10 implicitamente, encontrando a temperatura de orvalho do aparato, recorre-se ao método da bissecção. Procura-se a existência da raiz da diferença entre os dois lados da equação 3.10.

Caso esta verificação indique a inexistência da raiz, entende-se que, o sistema proposto não alcança as condições desejáveis, dadas as condições impostas. Isto ocorre, quando a carga térmica latente corresponde uma fração elevada perante a carga total, tornando a necessidade de desumidificação mais rigorosa e a obtenção simultânea da temperatura e umidade adequadas impossível de ser realizada em um único processo compostos destes dois procedimentos (resfriamento e desumidificação).

Deve-se, então, depreciar a relevância da carga latente, incrementando a carga térmica sensível (reaquecimento), até viabilizar a configuração sugerida. Para tanto, fixa-se um valor usual para a t_{ADP} (6°C) e varia-se o acréscimo do RSH (de 0kW a 1000kW em aumentos constantes de 0,01kW), convertendo-o na nova incógnita da equação 3.10 e repetindo a estratégia aplicada na temperatura de orvalho.

Observando a equação 3.7, resta somente o cálculo da vazão mássica do ar insuflado e a entalpia do ar de mistura para concluir o cálculo da potência frigorífica. A primeiro valor obtém-se com a seguinte identidade:

$$\dot{m}_{SA} = \frac{RSH + \dot{m}_{SA} c_{p_a} BF (t_{SA} - t_{RA})}{c_{p_a} (1 - BF) (t_{RA} - t_{ADP})} \quad (3.11)$$

Reescrevendo a entalpia EA em função das correntes RA e SA, transforma-se também a expressão para potência frigorífica:

$$\begin{aligned} PF = & \dot{m}_{OA} (1 - BF) c_{p_a} (t_{OA} - t_{ADP}) + \dot{m}_{OA} (1 - BF) \cdot 2501,2 \cdot (\omega_{OA} - \omega_{ADP}) \\ & + (\dot{m}_{SA} - \dot{m}_{OA}) (1 - BF) c_{p_a} (t_{RA} - t_{ADP}) \\ & + (\dot{m}_{SA} - \dot{m}_{OA}) (1 - BF) \cdot 2501,2 \cdot (\omega_{RA} - \omega_{ADP}) \end{aligned} \quad (3.12)$$

Completa-se, desta forma, a etapa preliminar de estimativa da demanda dos usuários. Detalhes são informados a frente.

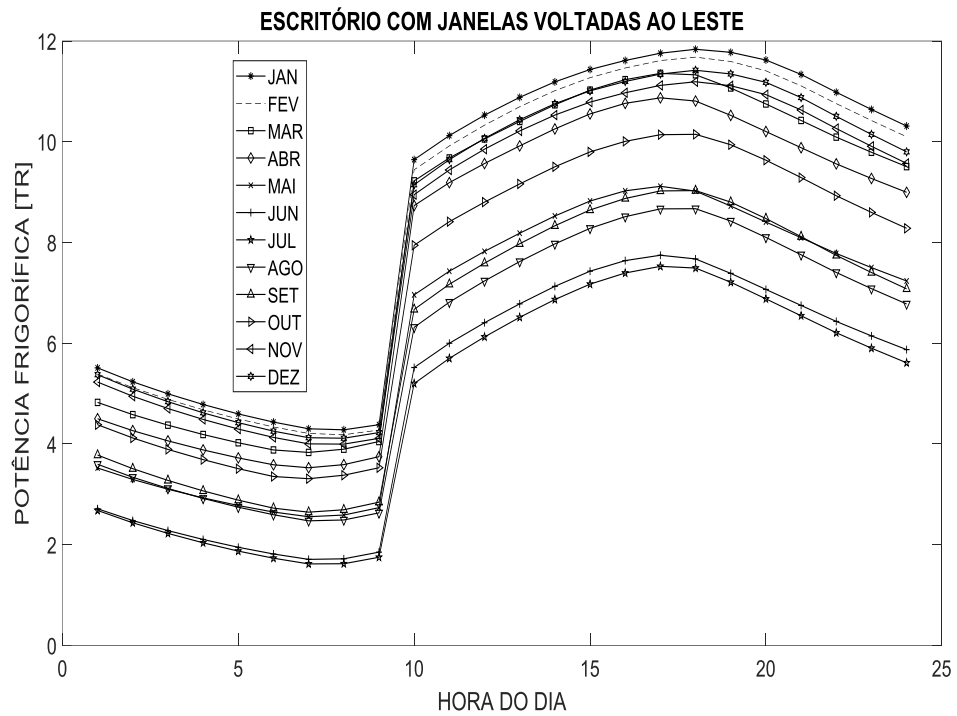


Figura 3.18 – Potência frigorífica do escritório com janelas voltadas ao leste

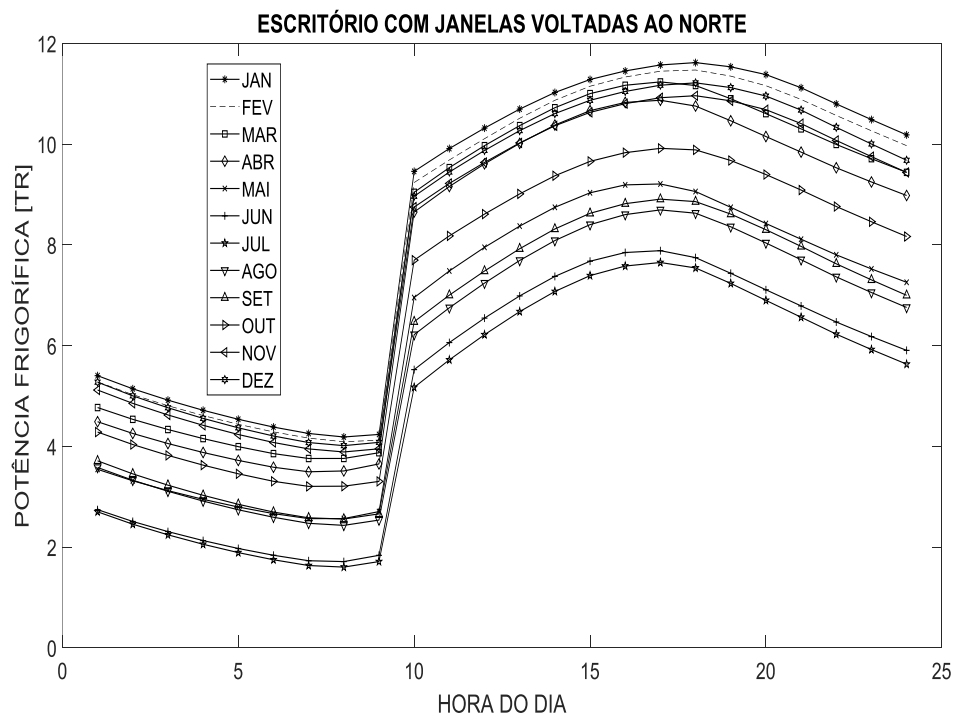


Figura 3.19 – Potência frigorífica do escritório com janelas voltadas ao norte

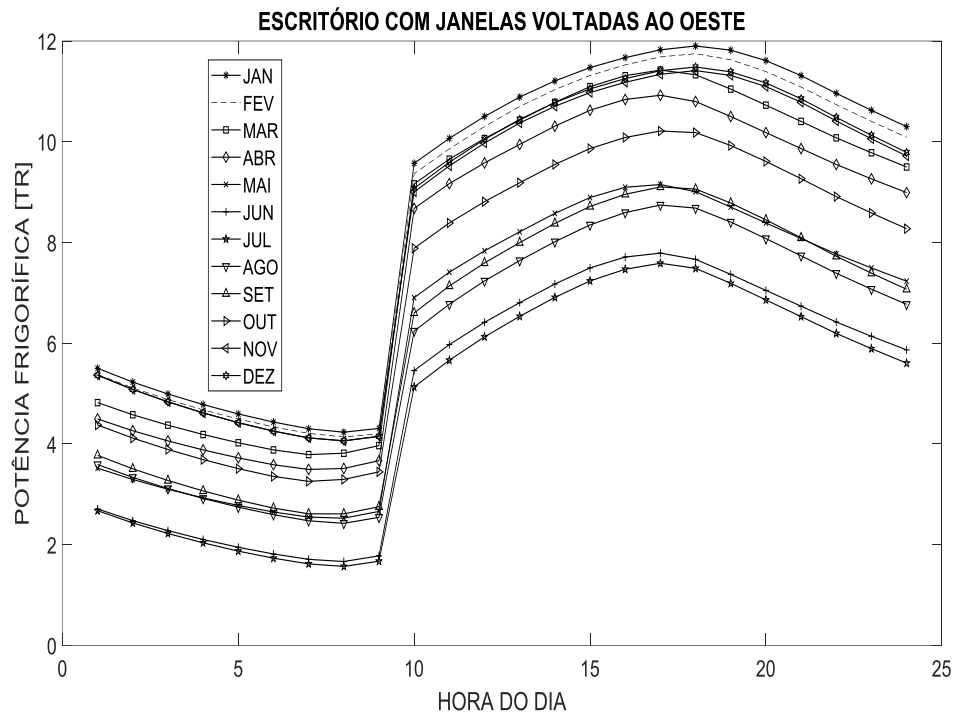


Figura 3.20 – Potência frigorífica do escritório com janelas voltadas ao oeste

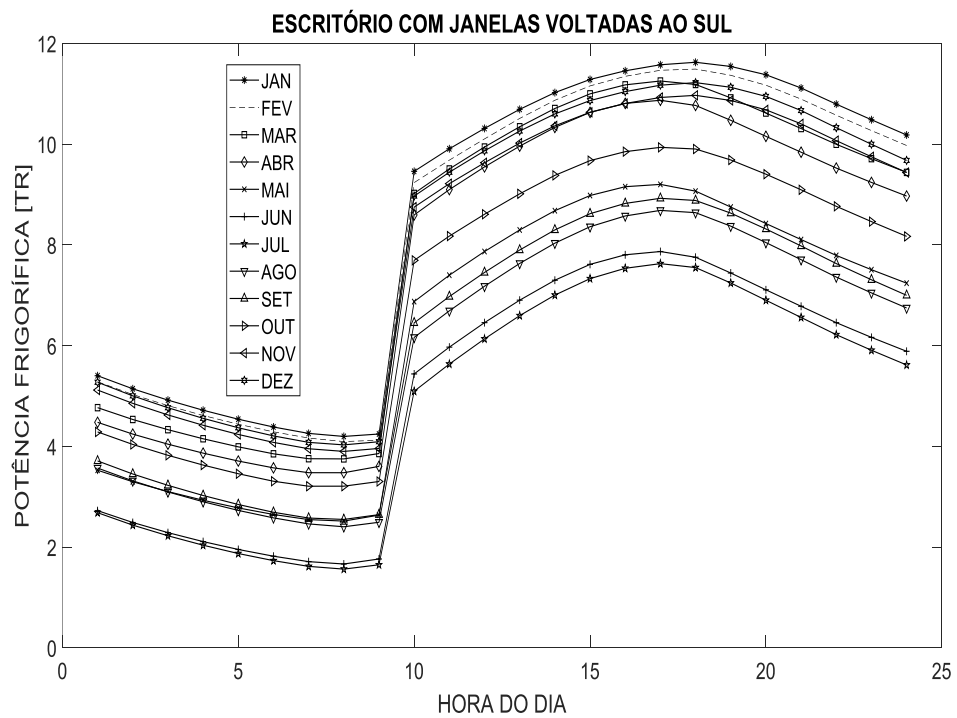


Figura 3.21 – Potência frigorífica do escritório com janelas voltadas ao sul

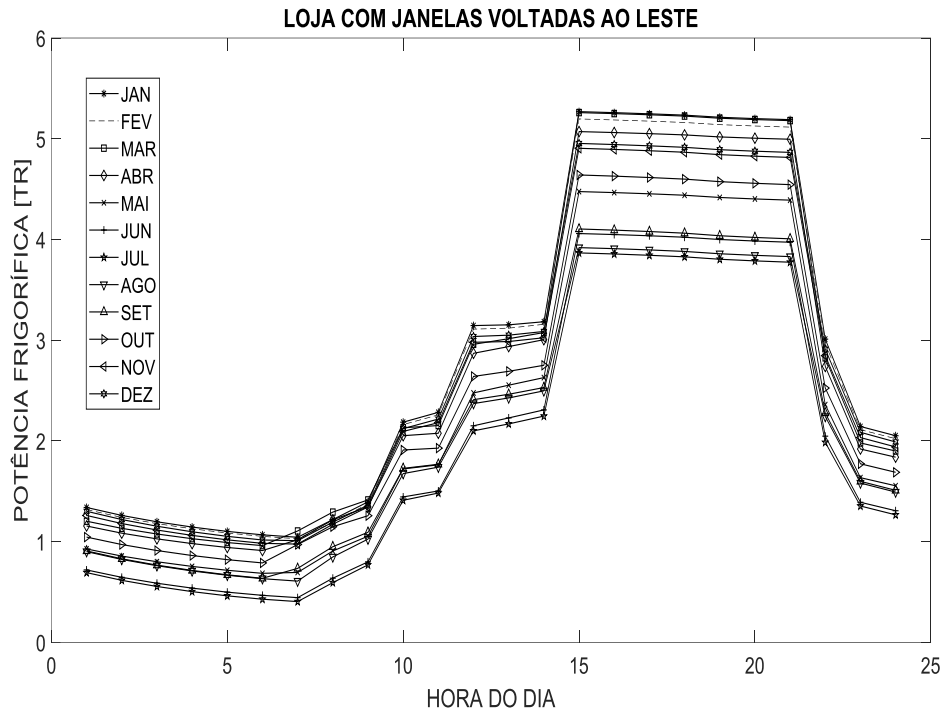


Figura 3.22 – Potência frigorífica da loja com janelas voltadas ao leste

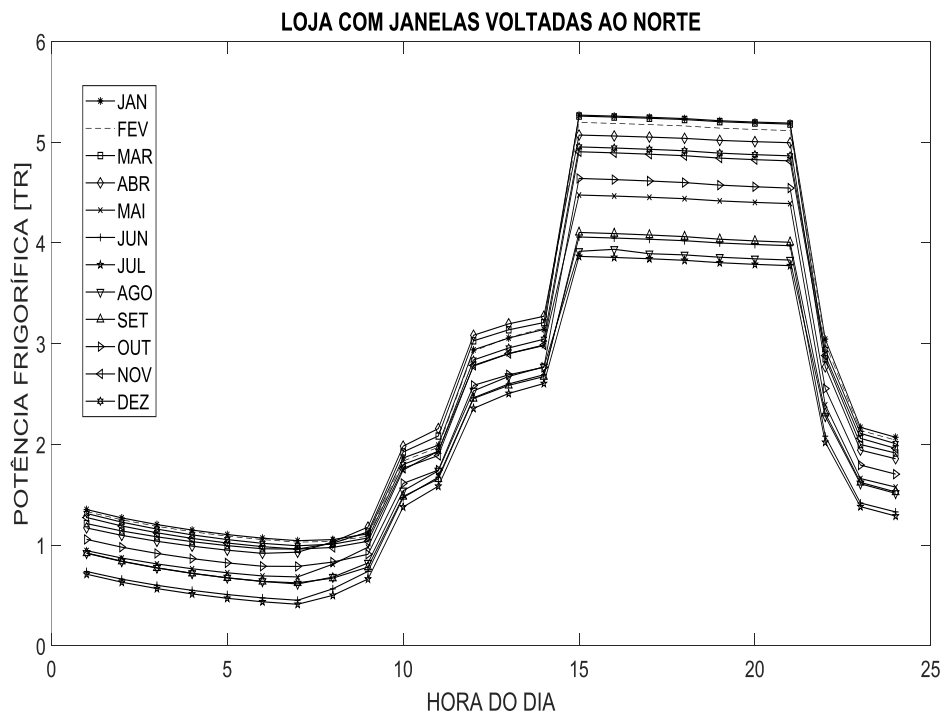


Figura 3.23 – Potência frigorífica da loja com janelas voltadas ao norte

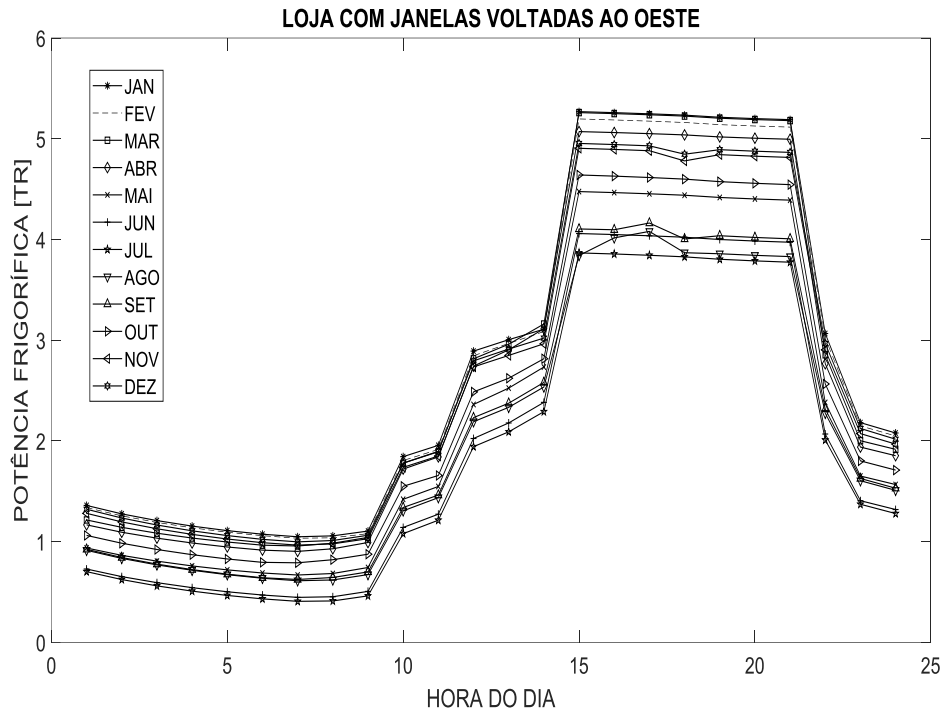


Figura 3.24 – Potência frigorífica da loja com janelas voltadas ao oeste

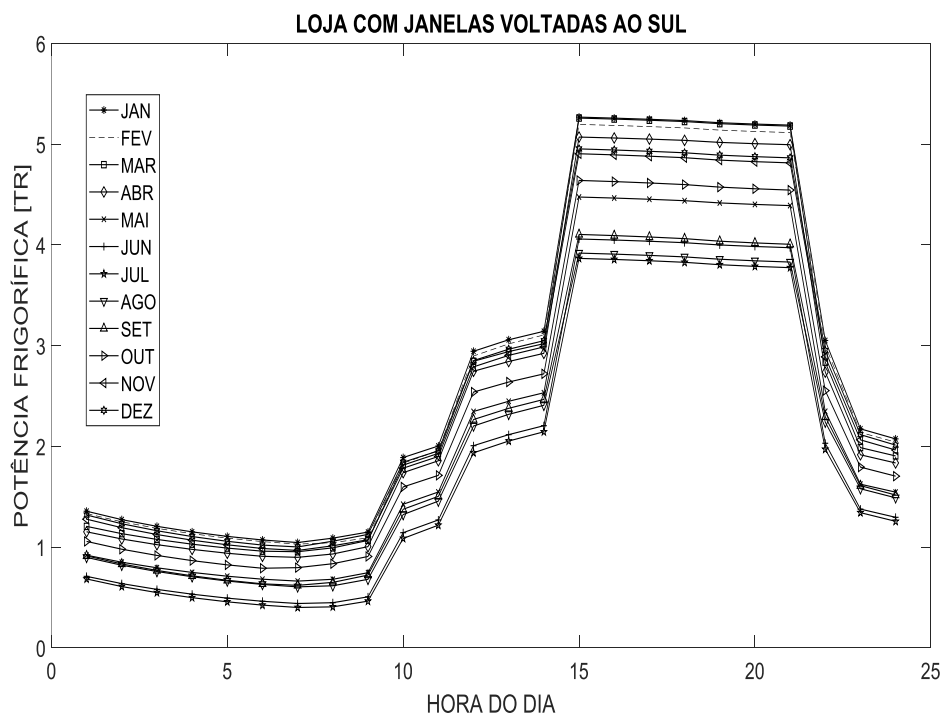


Figura 3.25 – Potência frigorífica da loja com janelas voltadas ao sul

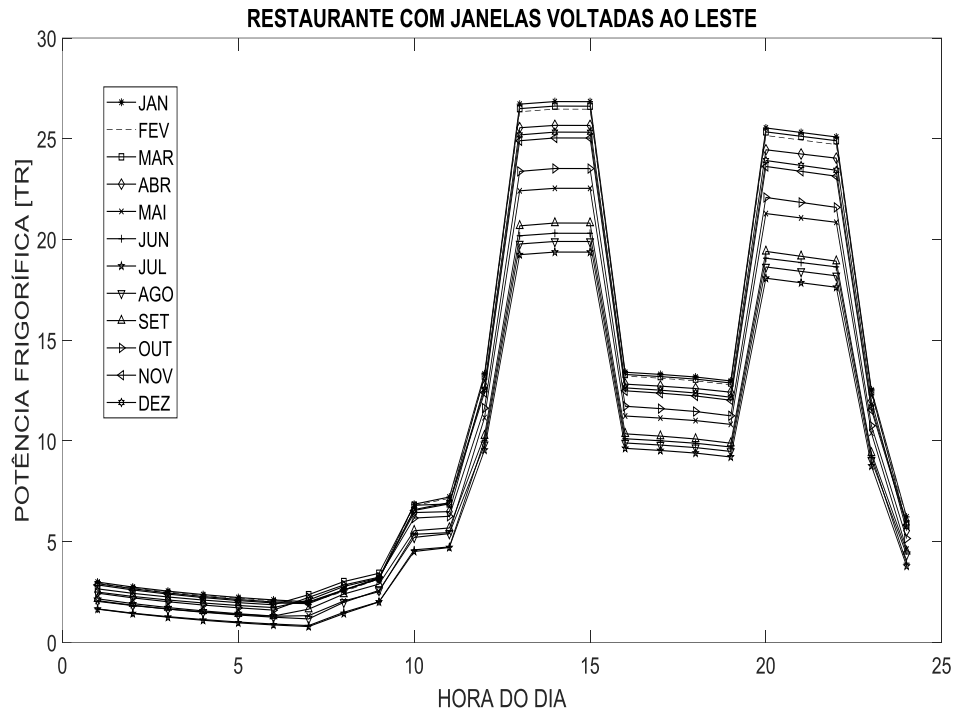


Figura 3.26 – Potência frigorífica do restaurante com janelas voltadas ao leste

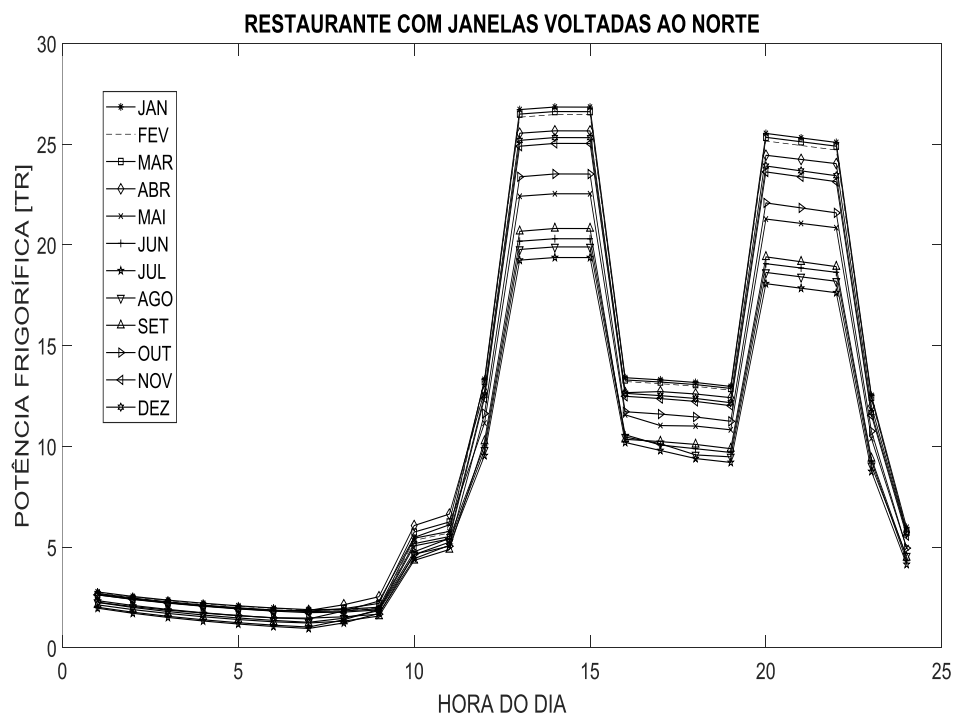


Figura 3.27 – Potência frigorífica do restaurante com janelas voltadas ao norte

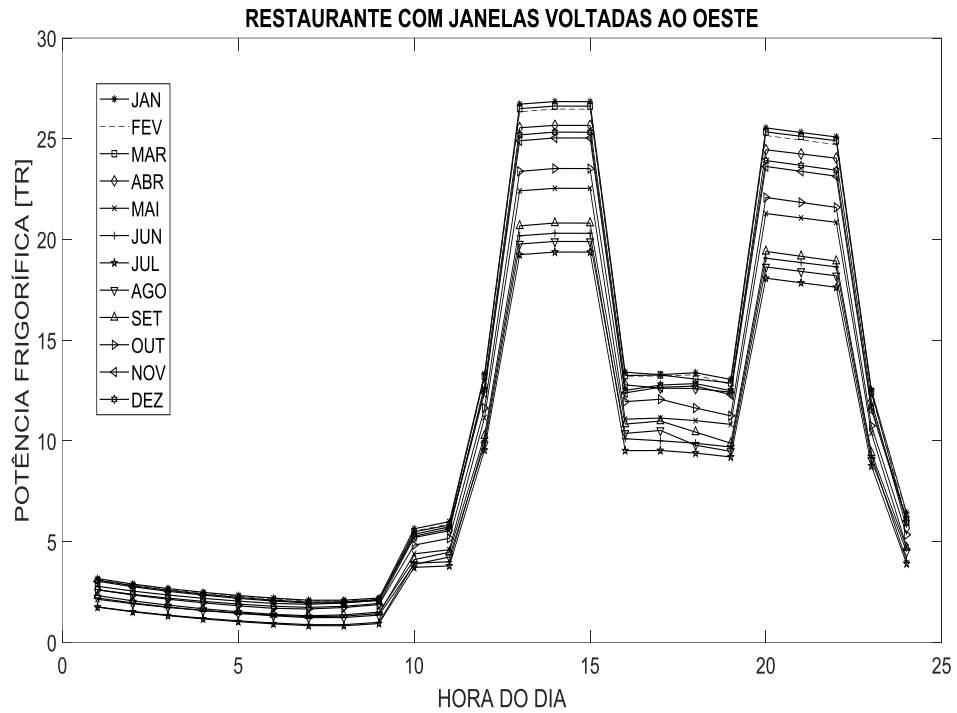


Figura 3.28 – Potência frigorífica do restaurante com janelas voltadas ao oeste

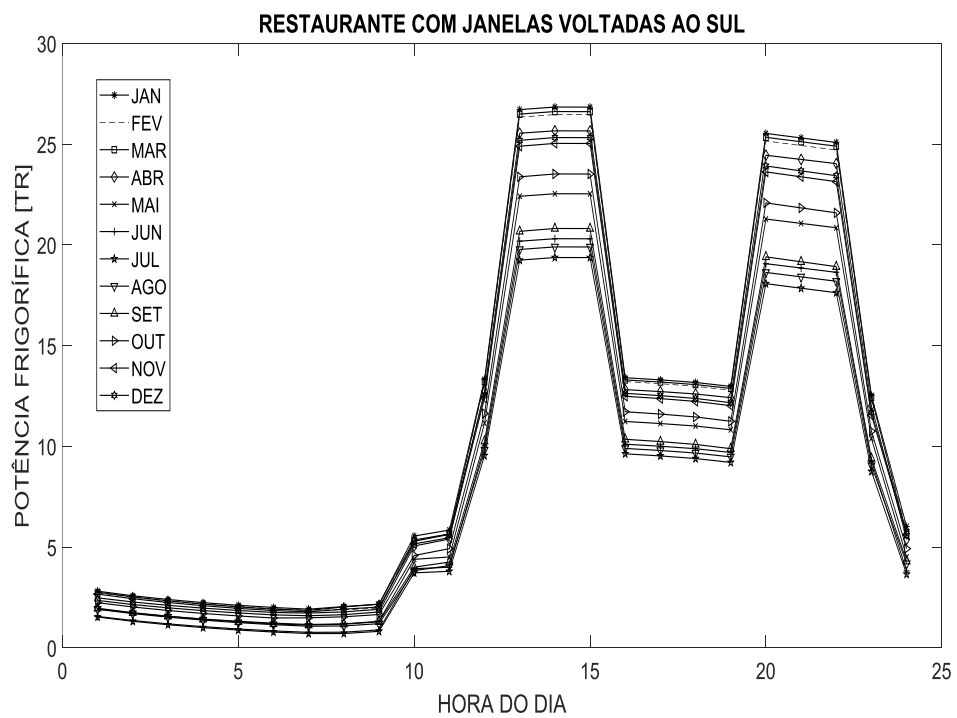


Figura 3.29 – Potência frigorífica do restaurante com janelas voltadas ao sul

No centro comercial real de referência, há por volta de 164 escritórios, 68 restaurantes e 140 lojas. Mantendo as proporções, multiplicou-se estas quantidades por

cinco, a fim de aumentar a potência frigorífica a níveis mais compatíveis com a aplicação de um sistema de resfriamento distrital. Segue então o gráfico da potência frigorífica total ao longo do ano.

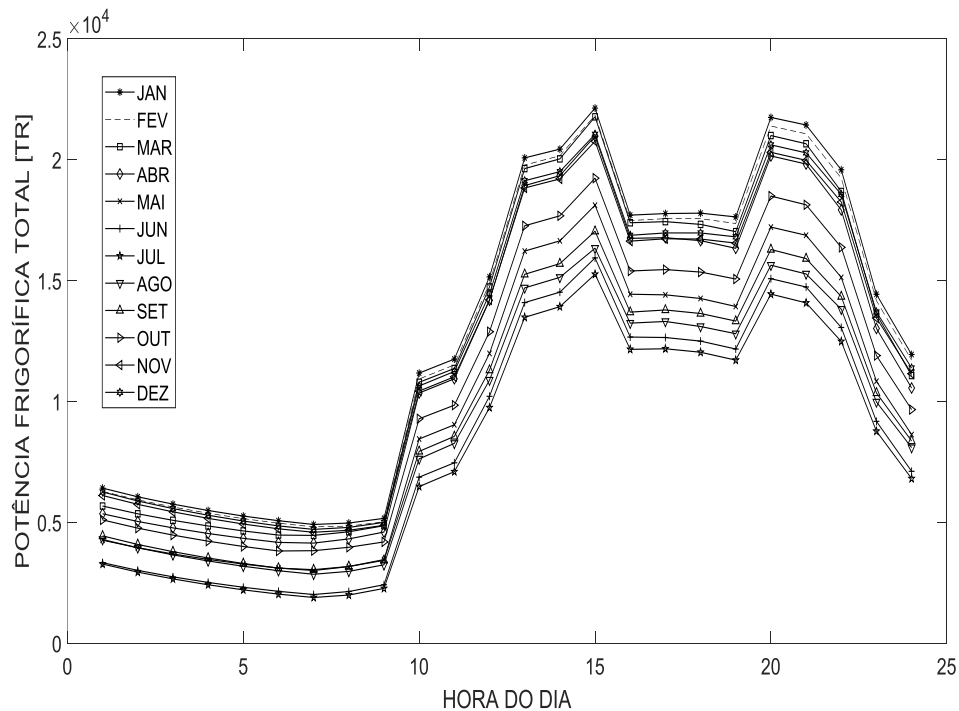


Figura 3.30 – Potência frigorífica total do empreendimento em TR

3.3. CÁLCULO DAS VAZÕES DA REDE HIDRÔNICA E DEFINIÇÃO DA OPERAÇÃO DOS RESFRIADORES DE LÍQUIDO

Anterior à estimativa das vazões da rede de distribuição, é necessário definir seu *layout*, sua configuração de bombeamento e a forma de conexão com o usuário. Existem três arranjos de tubulação comuns nesta aplicação: ramificado, em *loop* e uma combinação dos casos antecedentes (Figura 3.31).

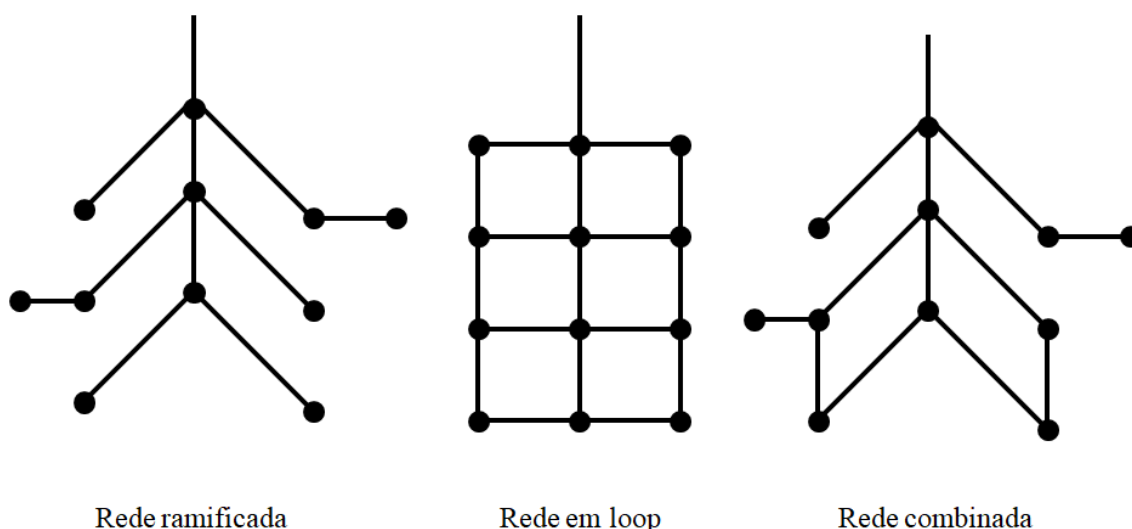


Figura 3.31 – Configurações usuais da rede de distribuição de água gelada (LI *et al.*, 2017)

A disposição ramificada é simples, mas não é tão confiável operacionalmente e o modelo em *loop* suplanta esta deficiência, comprometendo o investimento inicial. Como a simulação pretendida não detalha o sistema a ponto de expor as desvantagens consequentes da carência de segurança e facilidade de operação e o custo de capital desta parte do empreendimento já representa, usualmente, 60% do investimento total em investimento na construção da infraestrutura (LI *et al.*, 2017), seleciona-se a opção ramificada, visando a minimização do custo frequentemente intencionada em avaliações do resfriamento distrital.

Há dois tipos de conexão entre a central de produção do meio de resfriamento e o usuário: direta (sem trocador de calor) e indireta (com trocador de calor). A conexão direta é, comumente, a alternativa mais econômica, devido à ausência de encargos relativos a instalação de trocadores de calor presentes na estação de transferência de energia (interface entre o usuário e o produtor) e relativos às bombas de circulação adicionais.

Em geral, esta solução é considerada apropriada, quando ocorre a convergência de alguns fatores: os proprietários dos edifícios e do sistema de resfriamento distrital são entidades relacionadas (como em um centro comercial), os prédios atendidos são baixos (característica presente no caso proposto pela presença de construções de apenas dois andares) e espaço limitado para interconexões internas às edificações (fato notável em aplicações comerciais como um *shopping center*) (ASHRAE, 2013a). Estes elementos ressaltam a proeminência financeira desejável da conexão direta, influenciando centralmente na sua designação para a função de abastecimento dos clientes.

Determinados estes elementos básicos, inicia-se a discussão sobre o bombeamento de água gelada da rede. Projetos, nesta área de distribuição, geralmente avaliam apenas três categorias: bombeamento centralizado (ou primário), bombeamento primário-secundário e bombeamento distribuído (ou primário-secundário distribuído). As Figuras 3.32, 3.33 e 3.34 ilustram as três configurações mencionadas.

BOMBEAMENTO DISTRIBUÍDO

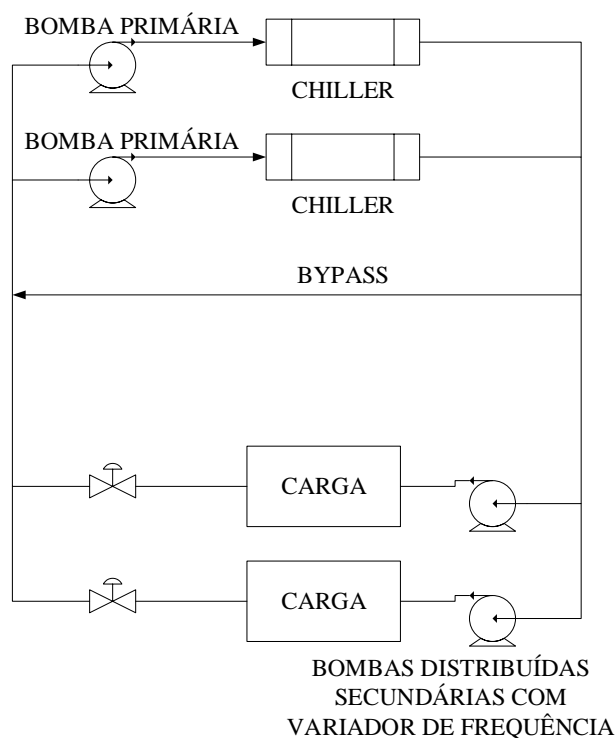


Figura 3.32 – Configuração do bombeamento distribuído

BOMBEAMENTO PRIMÁRIO

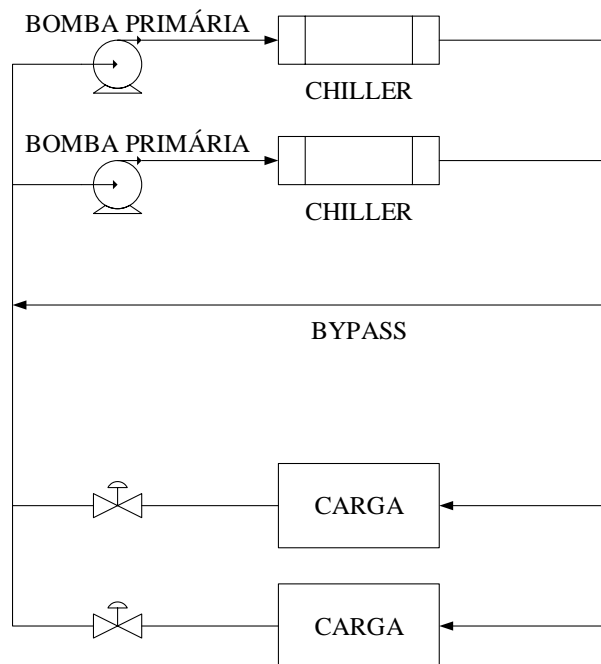


Figura 3.33 – Configuração do bombeamento primário

BOMBEAMENTO PRIMÁRIO-SECUNDÁRIO

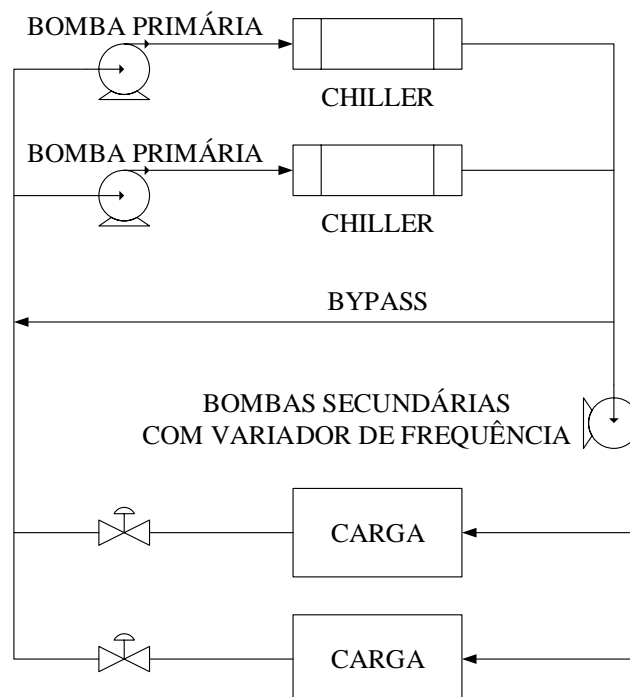


Figura 3.34 – Configuração do bombeamento primário-secundário

O bombeamento centralizado caracteriza-se por utilizar apenas o conjunto de bombas primárias na circulação do fluido por todo o sistema. Uma válvula de controle duas vias é necessária em cada ramificação da rede de distribuição para regular o fornecimento de água gelada em cada prédio. Sua maior vantagem perante os concorrentes trata-se dos baixos custos de instalação e manutenção, bem como simplicidade operacional. No entanto, este arranjo não se adequa a casos de grande porte, como o estudado, pois o *head* exigido da bomba torna-se significativo. Ademais, os *chillers* deveriam suportar a elevada pressão imposta. Como maior desvantagem, seu custo energético pode ser alto. Um exemplo de aplicação encontra-se na planta Yokohama Miratio Mirai 21, no Japão.

Já no bombeamento primário-secundário, o *bypass* desacopla o *loop* de produção (primário) do *loop* de distribuição (*loop* secundário) para agilizar a resposta do *chiller* a variações de carga. As bombas secundárias com variação de velocidade são responsáveis por superar a perda de carga do escoamento de água gelada e por manter uma diferença de pressão crítica no circuito de distribuição. Exemplos encontram-se em Downtown Chicago.

Por fim, investigando o bombeamento distribuído, emprega-se, além das bombas primárias associadas a cada *chiller*, bombas secundárias presentes em cada ramificação da rede. Válvulas de controle de pressão e válvulas de balanceamento não são requeridas. Combinado a estes fatores, ressalta-se sua maior economia energética, em detrimento do aumento da mão-de-obra necessária à manutenção. Esta opção alinha-se, então, aos anseios contemporâneos por soluções de menor impacto ambiental. Portanto, prefere-se esta configuração. A planta de resfriamento distrital do aeroporto internacional de Denver segue este esquema (CHOW *et al.*, 2004b).

Contemplando, neste momento, pormenores relativos às propriedades e aos parâmetros do meio de resfriamento ao longo do seu escoamento na rede, por sua centralidade na estimativa das vazões, ressalta-se algumas hipóteses utilizadas em sua modelagem:

- Temperatura constante de fornecimento e retorno da água
- Troca térmica com o solo desprezível
- Trabalho das bombas primária e secundária distribuída desprezível comparado às trocas térmicas do *chiller*
- Relevância ínfima da perda de carga à análise exergética
- Regime transiente simulado como intervalos sucessivos permanentes
- Variação irrisória de energias potencial e cinética do fluido circulando na rede

As duas primeiras simplificações listadas convergem por embasarem-se na abstração de tubulações perfeitamente isoladas e notabilizam-se por descomplicar o cálculo da vazão secundária total, desacoplando esta informação da complexa topologia da rede de distribuição de água gelada e aproveitando as peculiaridades do caso relativo ao sistema de resfriamento distrital contrastado com o sistema de aquecimento distrital (as menores diferenças de temperatura, presentes no resfriamento distrital, conduzem a trocas térmicas com o solo comparativamente inferiores em magnitude).

DINCER *et al.*, 2005, igualmente, empregaram esta estratégia em sua análise exergética de um sistema distrital de cogeração. ZENG *et al.* 2016 desprezaram a troca térmica da tubulação para a análise de custos totais anuais, fundamentando esta abordagem na fração de apenas 3% de influência, que este fenômeno possui na divisão dos custos totais anuais da rede de distribuição. Apesar desta aproximação termodinâmica, inclui-se o valor de um isolamento real e usual na avaliação econômica posterior.

CHOW *et al.* (2004b) mencionaram dois tipos de isolamento corriqueiros neste campo: isolamento de fibra de vidro (mais adequado às partes internas a galerias técnicas e à central de resfriamento) e isolamento de poliuretano (mais encontrado nas tubulações enterradas diretamente no subsolo). Observando as duas aplicações, seleciona-se o poliuretano como material isolante. Recorre-se a ASHRAE (2013a) para eleger o material da tubulação de distribuição. Dentre as opções disponíveis, atenta-se para o menor custo das tubulações de PVC, bem como para sua variedade mais ampla de diâmetros. Novamente, pesa-se o aspecto financeiro como o mais relevante.

A terceira e a quarta aproximações pautadas agrupam-se por representarem a diferença de ordem de grandeza entre as interações mecânicas e térmicas presentes nos circuitos de água gelada. Ressalta-se, que o trabalho das bombas primárias pode ser modelado como proporcional ao volume específico do meio de resfriamento (água

gelada) e ao seu *head* necessário à superação dos atritos no *loop* primário. Ambas as grandezas não se equiparam à troca de calor no resfriador de líquido, nem nos terminais do usuário.

Definiu-se o perfil uniforme da temperatura da água no seu fornecimento, porém resta determinar os valores de abastecimento e retorno desta incógnita. O suprimento de água gelada segue o padrão AHRI 560 de avaliação de *chillers* de absorção de 6,7°C, a fim de estabelecer uma magnitude usual. ASHRAE (2013a) também aponta a recorrência desta medida, bem como declara uma temperatura de retorno habitual em projetos de 13,3°C. Adicionando a este dado, a aproximação do comportamento da água, nestas temperaturas, à incompressibilidade, extrai-se, prontamente, as suas entalpias de fornecimento e retorno com auxílio do IPSEpro®, através da *Component Object Model Interface*, traduzindo códigos do MATLAB® para instruções interpretáveis pelo *software* de simulação termodinâmica.

Atendendo-se à configuração de bombeamento distribuído nas Figuras 3.32, 3.33 e 3.34 e delimitando um volume de controle sobre a mistura entre a água de fornecimento vinda do *bypass* e a água de retorno vinda da rede de distribuição, forma-se a seguinte identidade, como produto da lei da continuidade.

$$\dot{m}_{pri} = \dot{m}_{bypass} + \dot{m}_{sec} \quad (3.13)$$

onde os subscritos referem-se à origem de cada vazão mássica (*pri* alude à vazão do circuito primário, *sec* alude à vazão do circuito secundário e *bypass* alude à vazão do desvio). Somando as hipóteses anteriores ao balanço de energia em cada *fancoil*, calcula-se, imediatamente, a vazão mássica secundária.

$$\dot{m}_{sec} = \frac{PF_{total}}{h_{retorno} - h_{fornecimento}} \quad (3.14)$$

Plota-se o resultado a seguir (Figura 3.35).

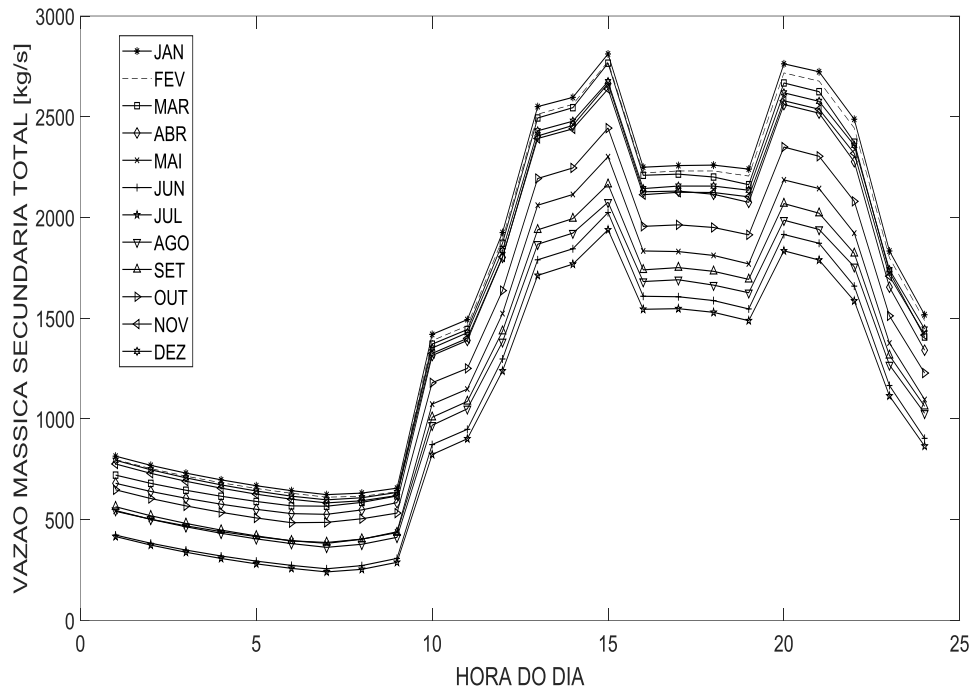


Figura 3.35 – Vazão secundária total do sistema [kg/s]

Resta apenas a determinação de qualquer uma das duas vazões mássicas indefinidas para a completa caracterização hidráulica do sistema. Neste momento, os gradientes de pressão, outrora desconsiderados frente as trocas térmicas para a facilitação das análises energética e exergética, retornam como força motriz do escoamento de água gelada por equipararem-se entre si, permitindo, então, o cômputo das vazões volumétricas (e, conseqüentemente, as mássicas) implicitamente determinadas na expressão das perdas de carga. Destaca-se a permanência da validade das aproximações citadas anteriormente nas avaliações posteriores. Este é um expediente realizado unicamente a fim de estimar estas grandezas desconhecidas. Para tanto, aplica-se a conservação de energia e massa ao circuito demarcado pela linha pontilhada ilustrado a seguir na Figura 3.36, gerando o princípio de Bernoulli.

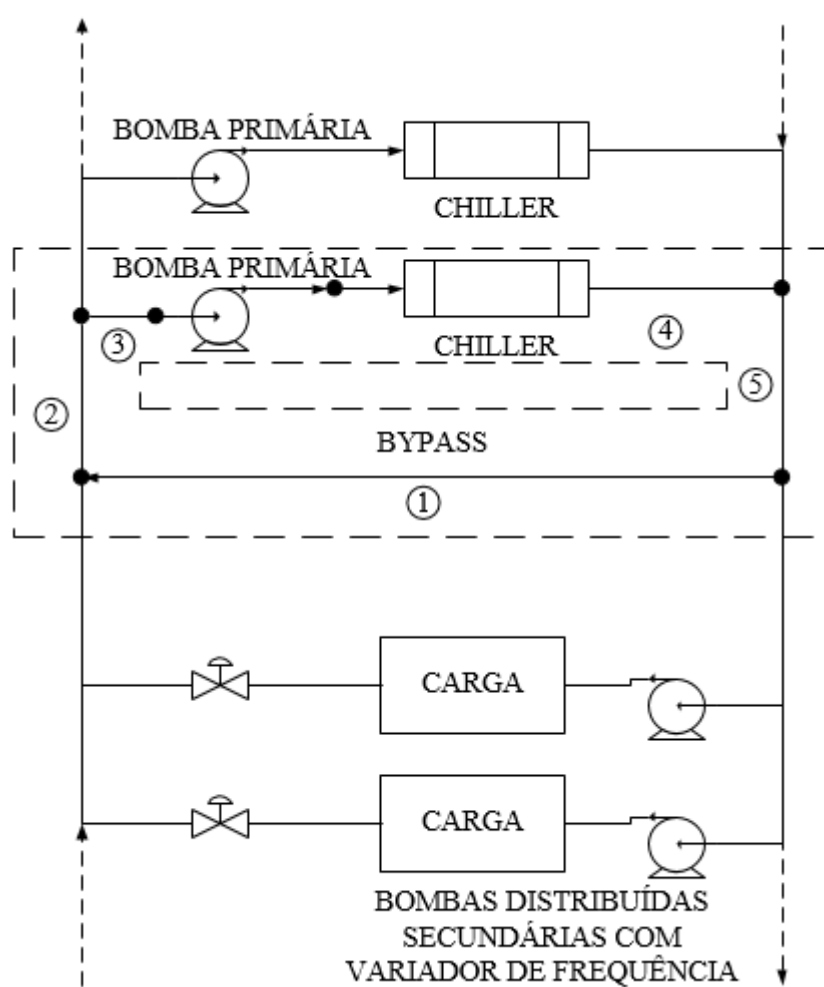


Figura 3.36 – Volume de controle considerado no balanço energético e mássico

Percebe-se a associação entre uma numeração e um comprimento de tubulação delimitado por pontos, simplificando as referências. Considerando a massa específica da água constante (1000 kg/m^3), variações irrisórias das energias cinética e potencial gravitacional, concebe-se a seguinte equação.

$$\Delta P_{\text{bomba,pri}} = \sum_{i=1}^5 \Delta P_i \quad (3.15)$$

sendo ΔP a diferença de pressão entre dois nós e os subscritos numéricos menções a cada parte do circuito. Estas desigualdades constituem-se da soma entre perdas de cargas distribuídas e singulares (quando existentes). Sucede-se as fórmulas para cada fração do *loop*, supondo divisão igual das cargas por cada resfriador de líquido.

$$\Delta P_1 = \frac{8\rho f_1 L_1 \dot{V}_{bypass}^2}{\pi^2 D_1^5}; \quad L_1 = 5m; \quad D_1 = 40in \quad (3.16)$$

$$\Delta P_2 = \frac{8\rho f_2 L_2 (\dot{V}_{54axa54ss} + \dot{V}_{sec})^2}{\pi^2 D_2^5}; \quad L_2 = 5m; \quad D_2 = 40in \quad (3.17)$$

$$\Delta P_3 = \frac{8\rho f_3 L_3 [(\dot{V}_{54axa54ss} + \dot{V}_{sec}) / N_{chiller}]^2}{\pi^2 D_3^5}; \quad L_3 = 5m; \quad D_3 = 10in \quad (3.18)$$

$$\Delta P_4 = \frac{8\rho f_4 L_4 [(\dot{V}_{bypass} + \dot{V}_{sec}) / N_{chiller}]^2}{\pi^2 D_4^5} + \Delta P_{chiller}; \quad L_4 = 10m; \quad D_4 = 10in \quad (3.19)$$

$$\Delta P_5 = \frac{8\rho f_5 L_5 (\dot{V}_{bypass} + \dot{V}_{sec})^2}{\pi^2 D_5^5}; \quad L_5 = 5m; \quad D_5 = 40in \quad (3.20)$$

onde ρ é a massa específica da água, L é o comprimento da tubulação, \dot{V} é a vazão volumétrica (*bypass* indica vazão volumétrica do desvio e *sec* indica vazão volumétrica secundária total já conhecida, por ser a razão entre a vazão mássica e a massa específica da água), D é o diâmetro da tubulação (calculado, considerando um perfil de velocidade uniforme ao longo da secção transversal circular e com valor igual à velocidade econômica de 3m/s), f é o fator de atrito e $N_{chiller}$ é a quantidade de *chillers* em operação durante o período investigado.

Constata-se, através das presenças do número de resfriadores de líquido em operação e da perda de carga do fluido neste equipamento, a necessidade de seleção do *chiller* e determinação da sua operação, simultâneas à conclusão dos cálculos hidráulicos.

RIVAROLO *et al.* (2016) são um exemplo de estudo a constatar a cogeração aplicada ao sistema distrital de energia como economicamente viável e ambientalmente vantajosa. O reaproveitamento do calor de rejeito de centrais termoelétricas justificam estes méritos e, especificamente relevando o resfriamento distrital, impõe a escolha de *chillers*, cuja matriz energética principal seja uma fonte térmica.

No caso examinado, a turbina a gás é empregada por sua maior eficiência diante de um motor de combustão interna, além da qualidade superior de seu calor de rejeito, indispensável à utilização de *chillers* por absorção duplo efeito. Ambos os equipamentos eleitos obedecem ao critério de maior eficiência. Presumindo o resfriamento dos recintos como demanda prioritária em relação ao consumo elétrico e a preferência por aquisição da menor quantidade possível de resfriadores por absorção (máxima capacidade individual), determina-se o montante total desta máquina como o arredondamento do maior valor, consequente da razão entre potência frigorífica necessária total (22000 TR)

e a potência frigorífica de cada *chiller* ou do número de equipamentos necessários à repartição da vazão total.

Optou-se pelo modelo ABTF-1650 da TRANE (6053 kW a plena carga e 259 kg/s de vazão máxima suportada nas condições AHRI 560) ativado por vapor d'água. Logo, estima-se treze *chillers* trabalhando durante o pico de demanda. A diferença de pressão adicional imposta pela sua presença contabiliza-se como o ajuste de um polinômio de segundo grau (às informações do fabricante), cuja variável é a vazão volumétrica, multiplicado pelo produto entre a massa específica da água e a gravidade (9,81m/s²).

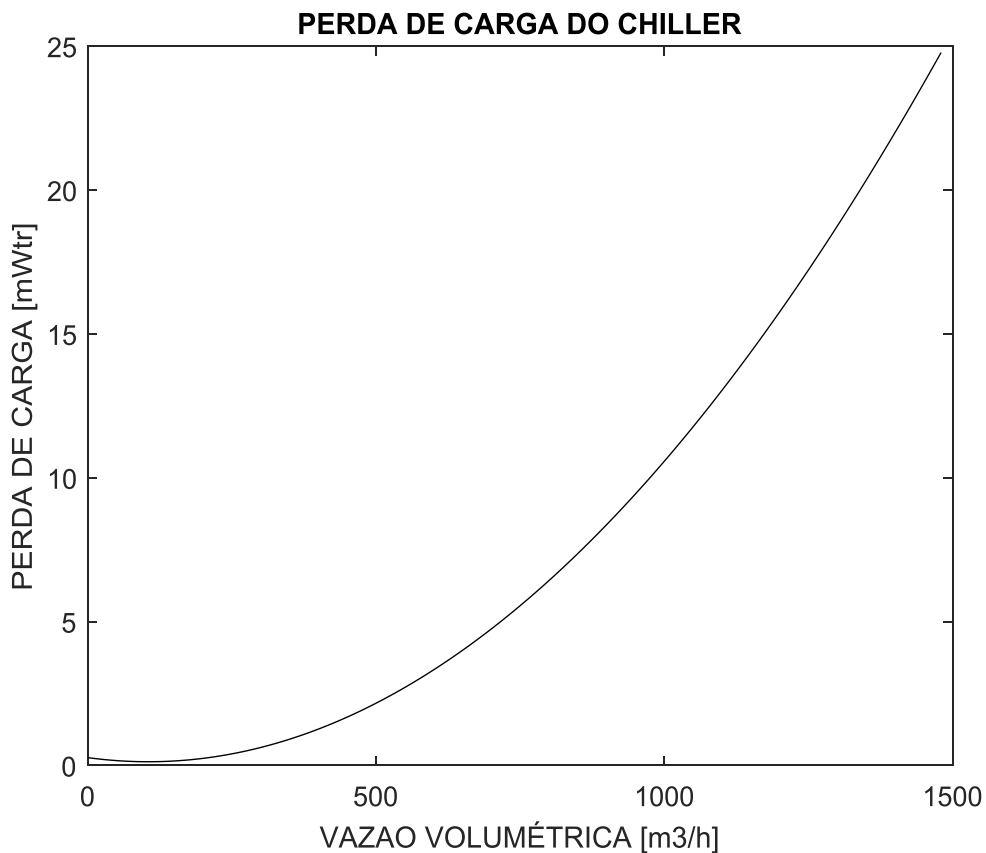


Figura 3.37 – Perda de carga do *chiller* selecionado [mWtr]

O fator de atrito é apurado através da fórmula de Colebrook, caso o escoamento seja turbulento ou pela fórmula $f=64/Re$ (onde Re é o número adimensional de Reynolds), caso o escoamento seja laminar.

$$\frac{1}{f_i^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{rug/D_i}{3,7} + \frac{2,51}{Re f_i^{0,5}} \right) \quad (3.21)$$

ou

$$f_i = \frac{64}{Re}$$

onde, “rug” é a rugosidade (0,02mm). Para escoamento turbulento, aplica-se o método da bissecção com 10^{-9} de tolerância para o tamanho do intervalo de procura da raiz da diferença entre os lados da equação 3.21, a fim de encontrá-lo.

Resta apenas a seleção da bomba primária à determinação das vazões incógnitas implicitamente. Seu *head* necessário é estimado pelo somatório das perdas de carga em cada linha em condição de carga total, admitindo vazão nula no *bypass*, nesta circunstância (ou seja, vazão do circuito primário igual à vazão máxima do circuito secundário). Com este procedimento, seleciona-se a bomba Grundfos (modelo NB 250-350/277 AS-F1-A-E-BQQE). Produz-se a função da diferença de pressão da bomba primária, como o ajuste de um polinômio de segundo grau (aos dados do fabricante), cuja variável é a vazão volumétrica, multiplicado pelo produto entre a massa específica da água e a gravidade.

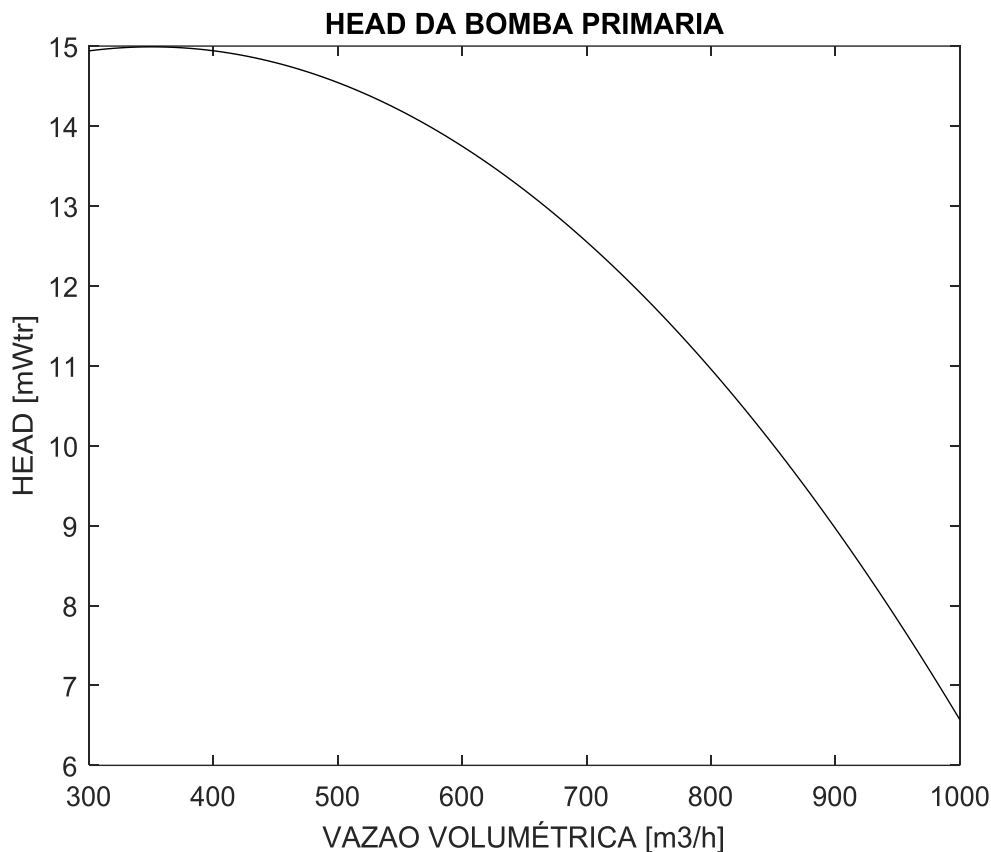


Figura 3.38 – Head da bomba primária selecionada [mWtr]

Deriva-se a vazão volumétrica de *bypass* do sistema executando o método da bissecção à desigualdade entre lados da equação 3.15 com tolerância de 10^{-5} ao módulo

da função e ao tamanho do intervalo de procura da raiz. Varia-se a vazão de zero ao valor máximo da vazão volumétrica secundária.

A seguinte rotina é praticada no processo simultâneo de determinação da quantidade de *chillers* em operação e das vazões: inicia-se os cálculos com a quantidade de *chillers* mínima para repartir a potência frigorífica total. Verifica-se se há raiz da função para esta ocasião (avaliando se a função nos extremos do intervalo possui sinais distintos), caso não haja, aumenta-se unitariamente esta quantidade. Caso haja, inicia-se o algoritmo da bissecção para determinar a vazão volumétrica do *bypass* e encerra-se o expediente. Infere-se a vazão mássica do circuito primário pela equação 3.13. Desta forma, garante-se, que o mínimo possível de resfriadores de líquido estejam em operação, maximizando a carga de trabalho de cada um e assegurando seu funcionamento com elevado coeficiente de performance. Prossegue-se, então, com a divulgação dos resultados.

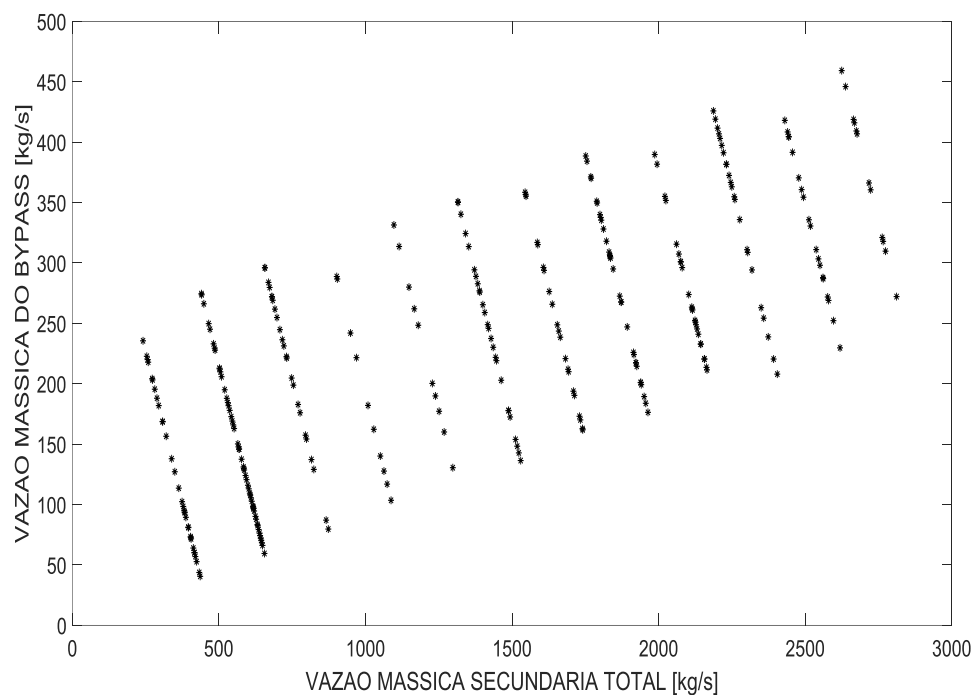


Figura 3.39 – Vazão mássica do *bypass* [kg/s]

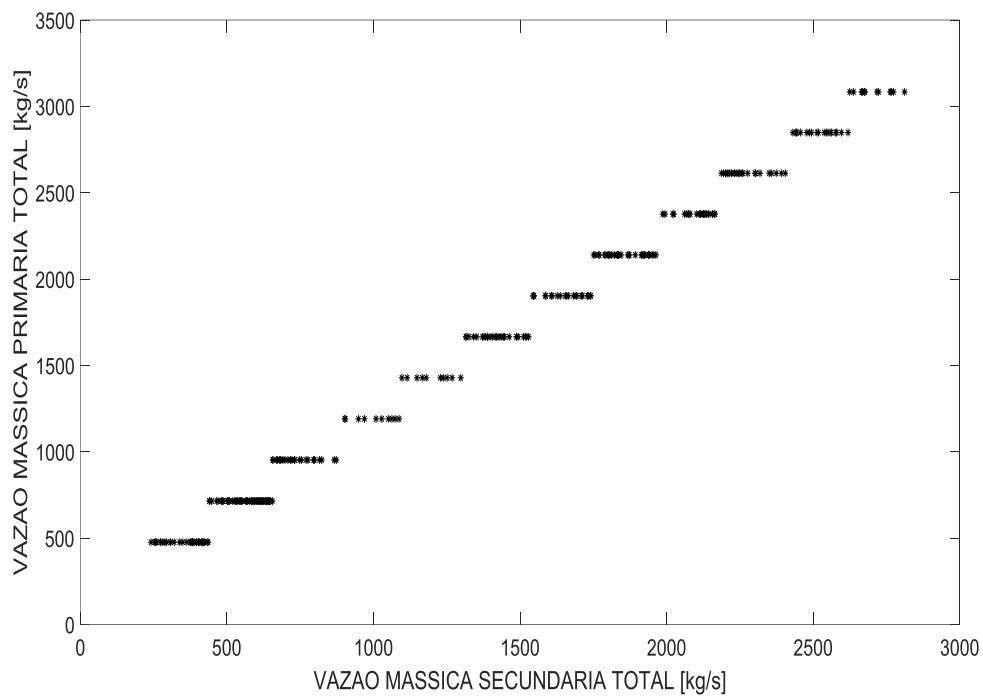


Figura 3.40 – Vazão mássica primária total [kg/s]

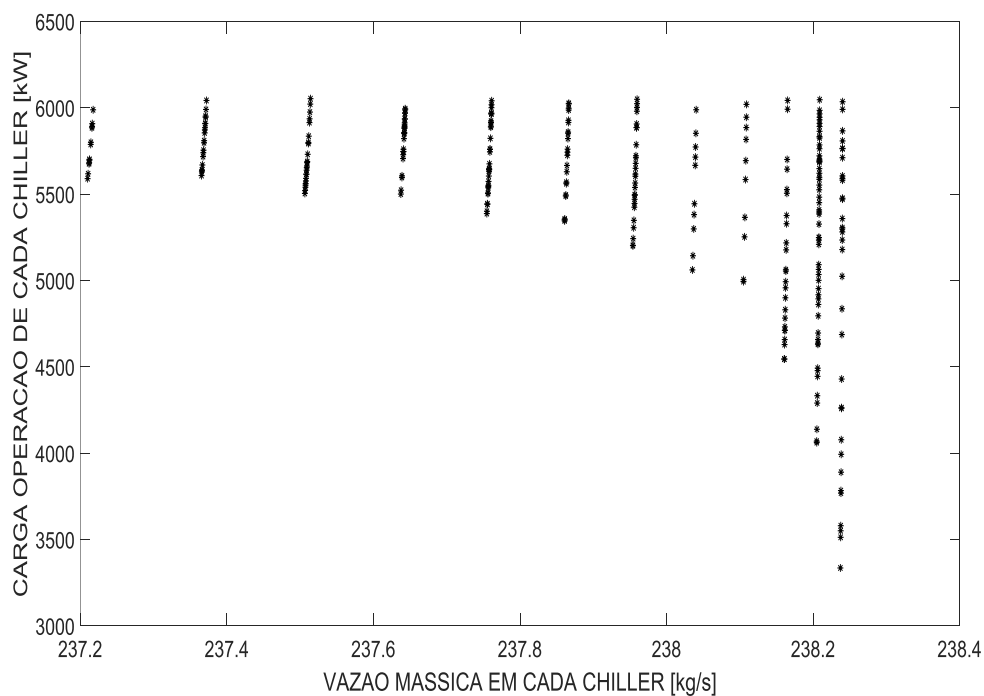


Figura 3.41 – Carga operacional de cada *chiller* [kW]

O último produto deste tópico, necessário à determinação dos dados de entrada para a simulação do *chiller*, é a temperatura de entrada da água gelada neste equipamento.

Ela é consequência da mistura entre a corrente do *bypass* e a corrente de retorno do *loop* secundário. Portanto, tal grandeza é obtível pela imposição da primeira lei da termodinâmica nesse processo, por meio do *software* IPSEpro® 6.0.

3.4. DEFINIÇÃO DA OPERAÇÃO INTERNA DOS *CHILLERS* DE ABSORÇÃO E DA TORRE DE RESFRIAMENTO

Neste tópico, discorre-se sobre detalhes relativos ao ciclo representativo dos processos internos presentes em uma máquina de resfriamento de líquido por absorção duplo efeito, cujo fluido de trabalho seja a mistura entre água (refrigerante) e brometo de lítio (LiBr). Portanto, vale pormenorizar uma introdução a estes *chillers*, apresentando basicamente suas características, que o distinguem dos demais padrões.

É necessária uma elevada quantidade de trabalho para acionar um refrigerador de compressão mecânica de vapor. Isto ocorre, porque o vapor sofre uma grande variação no seu volume específico durante a compressão. Logo, é desejada uma forma de aumentar a pressão do refrigerante, sem aumentar apreciavelmente seu volume. Este resultado é obtido, empregando-se uma solução refrigerante em fase líquida nesta tarefa, devido a sua baixa compressibilidade. Para tanto, o equipamento que movimenta e comprime este fluido deve ser uma bomba e o compressor deve ser substituído por componentes capazes de: transformar o vapor em uma solução líquida, movimentá-la e por fim destilá-la à fase vaporizada purificada (contendo majoritariamente o refrigerante).

A Figura 3.42 mostra o desenho esquemático de um sistema de refrigeração por absorção, cuja proeminência reside na compressão de uma solução líquida. Considerando que apenas o refrigerante escoar pelo condensador, válvula de expansão e evaporador, observa-se que estes componentes são idênticos aos presentes em um sistema por compressão mecânica. No entanto, o vapor saindo do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor, ou seja, não atravessa um compressor. Ademais, o refrigerante alcança o estágio de compressão do condensador através de uma bomba e é separado do absorvente através de adição de calor no gerador. Esta energia recebida no gerador constitui a principal fonte energética do ciclo, pois a potência fornecida à bomba, como mencionado anteriormente, é reduzida. A solução líquida remanescente retorna ao absorvedor após ser expandida em uma válvula de expansão. Em suma, nota-se, que fundamentalmente, um ciclo de refrigeração por absorção e um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor diferem-se por seus insumos energéticos. O primeiro é

acionado através de calor, o segundo através de trabalho (energia de alta qualidade). Este é o interesse científico no sistema de refrigeração por absorção, pois ele consome energia de baixa qualidade em relação ao ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

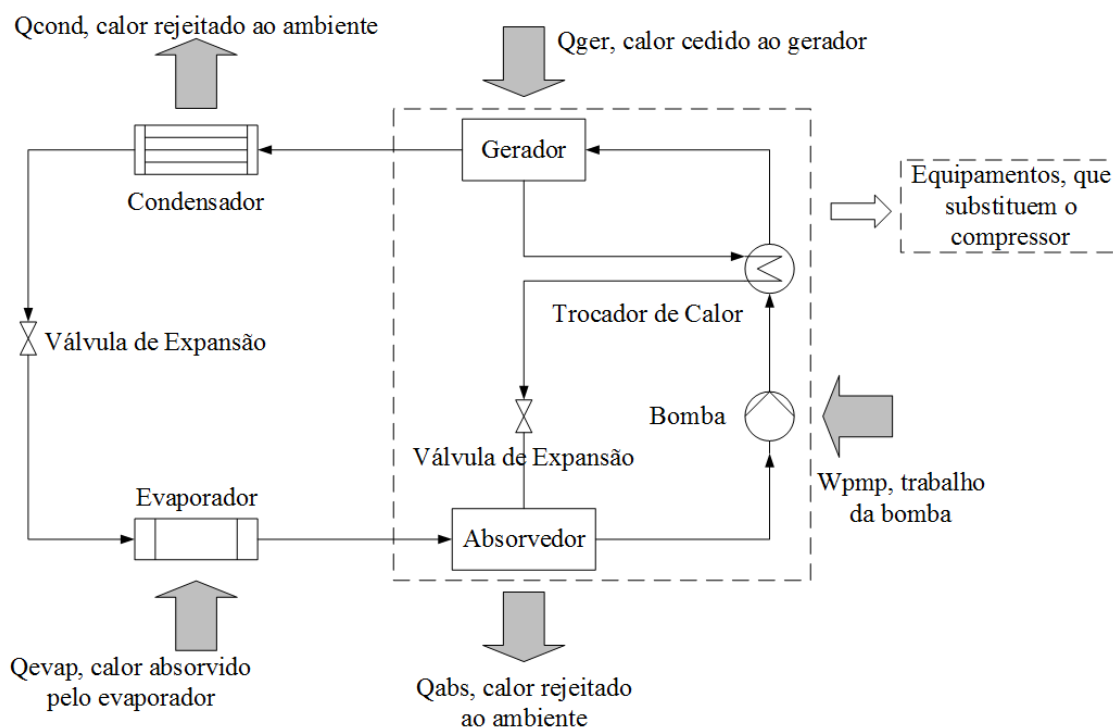


Figura 3.42 – Ciclo de refrigeração por absorção simplificado

Tratando especificamente do ciclo de refrigeração por absorção de brometo de lítio e água, nota-se dois níveis de pressão distintos da mistura, escoando pelo circuito substituto do compressor. A solução é bombeada da baixa pressão mantida no absorvedor à alta pressão do gerador. Como aproximação, o equipamento é considerado, operando entre apenas esses dois patamares, pois perdas de carga através dos componentes e diferenças causadas por variação de elevação são minimizadas no seu projeto (portanto estes atritos são desprezados na simulação termodinâmica do dispositivo). Ou seja, pesa-se como significativo, somente as alterações de pressão na bomba e nos restritores de vazão.

Lidando com misturas, atribui-se centralidade à volatilidade dos seus constituintes e, notadamente, o sal de brometo de lítio é essencialmente não-volátil, por seu ponto de ebulição de 1282°C. Presume-se, em escalas diminutas, a evasão de moléculas do sal na superfície líquida para o vapor. No entanto, a irrelevância desta tendência nas

circunstâncias estudadas permite a abordagem do vapor como água pura. Em outras palavras, circula apenas água no circuito do refrigerante. Esta propriedade do soluto em questão também é responsável pela restrição da operação do *chiller*, pois sua precipitação forma cristais danosos ao aparato.

Este evento é altamente sensível à concentração de LiBr no fluido e a sua temperatura, mas parcamente suscetível a variações de pressão. Portanto, a vulnerabilidade deste evento é maior, nas adjacências do limite de solubilidade do líquido, ou seja, a baixas temperaturas e altas concentrações existentes na saída do trocador de calor intermediário ao absorvedor e ao gerador (do lado da solução mais rica). Um contorno possível à cristalização é a delimitação de um valor para a sua concentração (tipicamente 65% de fração mássica).

No presente estudo, utilizou-se 62,6% como limiar, pois ponderou-se a possibilidade de mudança de fase nos processos de expansão da solução e a consequente geração de uma mistura mais rica em brometo de lítio nesses casos). Paralelamente a essa estratégia, fixa-se a temperatura da mistura na corrente, que invade o absorvedor (valor usual de 43°C). Outro aspecto deste fenômeno é a imposição de um obstáculo a adoção de máquinas de absorção resfriadas a ar, pelo sobreaquecimento, que esta configuração apresentaria. Isto justifica a presença de torre de resfriamento no projeto investigado.

Conjuntamente à restrição citada anteriormente, há a utilização de água pura como refrigerante, compelindo baixíssimas pressões ao conjunto absorvedor/evaporador (a pressão de vapor da água para temperaturas comuns de 5°C no evaporador é de 0,872kPa), causa da necessidade de componentes de grande porte (devido ao volume específico do vapor), do requerimento de selamento do vaso externo e de desafios adicionais ao projeto do evaporador. Um limite razoável para a temperatura da água gelada evadindo o evaporador, encontrado em ASHRAE (2013a), é de 4,5°C em condições de projeto.

A maior limitação do ciclo de absorção simples efeito, ilustrado na Figura 3.42, reside na sua incapacidade de aproveitar insumos térmicos de maior qualidade energética (temperaturas superiores aos típicos 90°C). A introdução de mais um gerador, mais um trocador de calor intermediário e mais uma bomba fornece ao sistema uma etapa adicional e gradual de troca térmica, estabelecendo mais um nível de pressão (agora com três patamares: baixa, intermediária e alta), fundamental à viabilização de um processo de destilação a temperaturas mais elevadas. A Figura 3.43 traz o desenho esquemático do *chiller* escolhido.

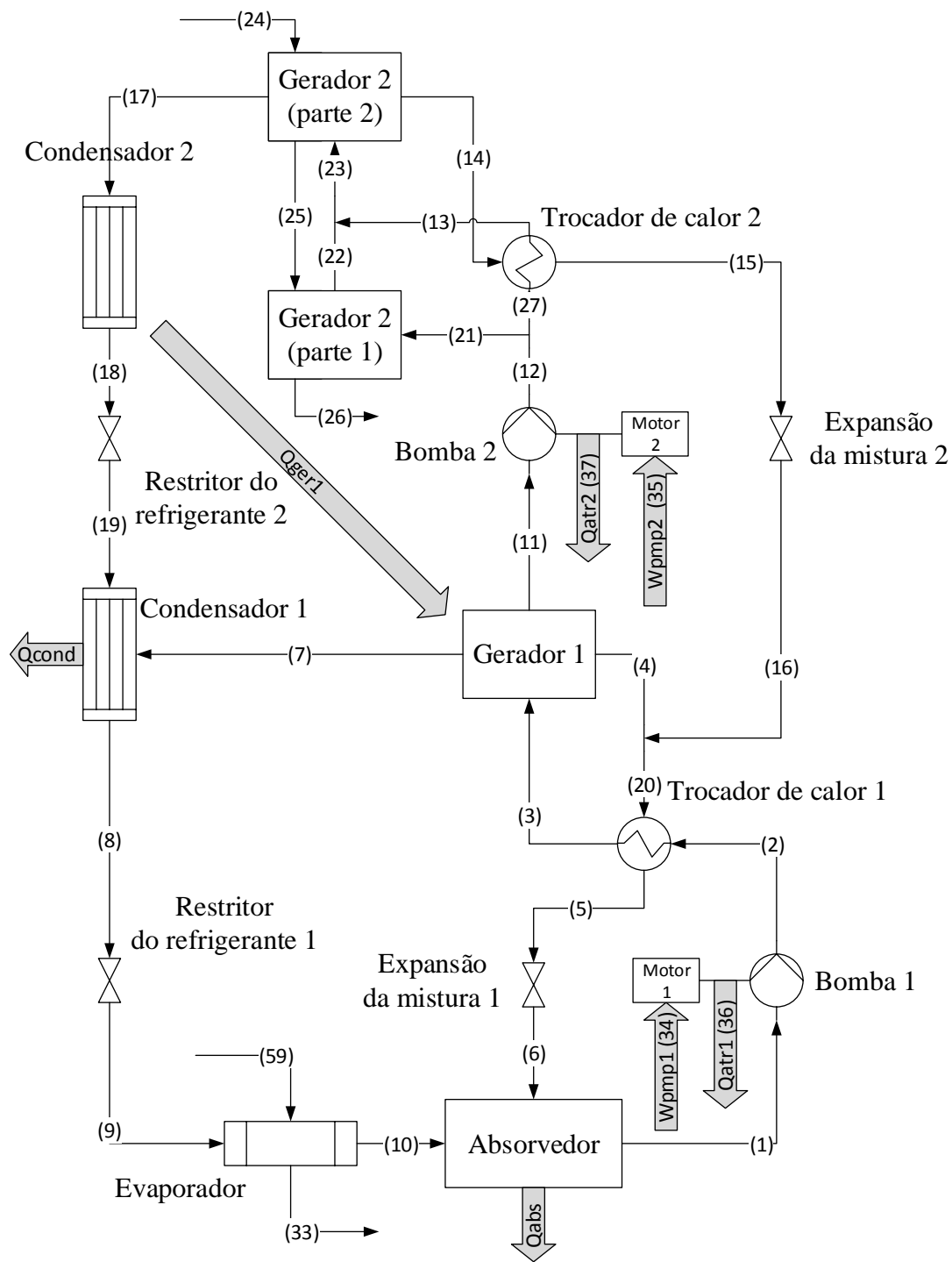


Figura 3.43 – Ciclo de refrigeração por absorção duplo-efeito de água e brometo de lítio em série invertida

Observa-se na imagem o condensador 2 como fonte térmica do gerador 1. Todos os constituintes são supostos termicamente isolados do ambiente circundante. Outro destaque, refere-se a presença de numeração de alguns fluxos imateriais, como os dos

trabalhos das bombas ((34) e (35)) e da sua dissipação (\dot{Q}_{atr}) na sua transmissão ao fluido ((36) e (37)). Estas correntes não possuem vazão associada, porém representam interações intangíveis (calor e exergia) com o meio e, portanto, para facilitar sua referência em etapas posteriores, envolvendo operações matriciais, é fundamental a adoção destes índices.

A incorporação de novos componentes gera uma variedade de possibilidades de configurações interna de bombeamento. Classifica-se três principais conexões entre circuitos da solução: em paralelo, em série e em série invertidas. Os arranjos diferem-se pelo bombeamento da mistura, abandonando o absorvedor. A ordenação em paralelo submete o fluido a duas etapas de bombeamento e, ao retornar, a duas etapas de expansão. A estrutura em paralelo envia a solução primeiro ao gerador de alta pressão e depois ao gerador de baixa pressão, submetendo-a a uma pressurização e a duas expansões. Já a organização em paralelo invertida encaminha o líquido primeiro ao gerador de baixa pressão e, por fim, ao de alta pressão (impondo-o a dois bombeamentos e a uma expansão). A máquina selecionada é identificada como modelo em série invertida, sobressaindo-se pela maior capacidade, alcançada, tradicionalmente, por esta disposição (HEROLD *et al.*, 1996).

Neste esquema, a solução pobre em brometo de lítio, evadindo o absorvedor, (1) comprime-se através da bomba 1 (com eficiências mecânica e hidráulica de 90% e eficiências elétrica e mecânica de seu motor acionador de 98%). Os mesmos valores foram utilizados para a bomba 2), aquece-se por meio do trocador de calor 1 e adentra o gerador 1. Nele, vapor d'água é gerado pela absorção do calor do condensador 2, formando uma mistura restante mais concentrada e aquecida (4), ideal à recuperação térmica no trocador de calor 1. A corrente (4) é suposta saturada à pressão intermediária.

$$t_4 = t_{SAT}(P_4, x_4); P_4 = P_{intermediária} \quad (3.22)$$

onde, t_{SAT} é a temperatura de saturação, P e x são, respectivamente, a pressão e a concentração mássica de brometo de lítio na mistura e o subscrito $P_{intermediária}$ refere-se ao nível de pressão mediano do sistema. A condição de saturação replica-se nas saídas dos principais componentes (geradores 1 e 2 (4) e (14), condensador 2 (18), absorvedor (1), evaporador (10)), por não agregar erros comprometedores aos resultados e tratar-se de uma abstração típica à modelagens de primeira ordem de um ciclo (HEROLD *et al.*, 1996).

$$t_{14} = t_{SAT}(P_{14}, x_{14}); P_{14} = P_{alta} \quad (3.23)$$

$$t_{18} = t_{SAT}(P_{18}); P_{18} = P_{alta} \quad (3.24)$$

$$t_1 = t_{SAT}(P_1, x_1); P_1 = P_{baixa} \quad (3.25)$$

$$t_{10} = t_{SAT}(P_{10}); P_{10} = P_{baixa} \quad (3.26)$$

sendo, P_{alta} e P_{baixa} o maior e o menor patamares, respectivamente, de pressão do *chiller*.

A corrente (8) proveniente do condensador 1 é suposta subresfriada em 1°C.

$$t_8 = t_{SAT}(P_8) - 1; P_8 = P_{intermediária} \quad (3.27)$$

A mistura (20) do fluxo (4) com o fluido retornando do gerador de alta pressão (16) é absorvida, após expandir-se e ceder calor. O vapor resultante desta destilação (7) é admitido em equilíbrio com a solução saturada a valores de pressão e concentração de entrada, devido ao aquecimento gradual e isobárico da corrente (3).

$$t_7 = t_{SAT}(P_3, x_3); P_3 = P_{intermediária} \quad (3.28)$$

Esta relação de equilíbrio também é utilizada no gerador 2.

$$t_{17} = t_{SAT}(P_{23}, x_{23}); P_{23} = P_{alta} \quad (3.29)$$

A fração da mistura, que avança (11) no ciclo, atravessa a bomba 2 e divide-se entre uma parcela a absorver o calor ofertado pela caldeira de recuperação sem alterar sua fase (21) e uma porção (27) a assimilar calor da corrente (14) advinda do gerador 2. Adiante, esses dois segmentos tornam a mesclar-se para penetrar o gerador de alta pressão. Verifica-se, no caso estudado, a divisão do gerador de alta pressão em duas partes: uma a elevar a temperatura da solução sem transformar sua fase e outra responsável por destilá-la. Produz-se, nesta separação, a corrente mais concentrada do sistema ($x_{14}=0,626$ para qualquer carga) e o vapor, que alimentarão gerador 1. O principal insumo energético do sistema advém do gerador 2, após ser recuperado dos gases de exaustão de uma turbina a gás, em forma de vapor d'água saturado pela caldeira de recuperação (fato típico, segundo EBRAHIMI, KESHAVARZ (2015)).

Esta fonte invade a primeira parte do gerador de alta pressão (24), condensando-se ao estado saturado (25). A posteriori, o líquido resultante doa calor sensível à solução. O controle de adição de calor ao ciclo ocorre, variando-se a vazão mássica (24) para manter a temperatura desejada da água gelada na saída do evaporador. Supõe-se temperatura fixa desta fonte (24) a 174°C, obtida em manual do fabricante. Consecutivo à expansão através do restritor 2, o refrigerante resfria-se no condensador 1 e perde carga no restritor 2 para, enfim, absorver o calor da água, que retorna dos recintos, transformando-se em vapor saturado. As correntes (32), (33) e (59) possuem estado

definido (temperaturas derivadas e entalpias derivadas na seção anterior), assim como a carga individual de cada máquina.

As interações térmicas entre correntes nos trocadores de calor, que não são responsáveis por rejeitar calor ao ambiente (gerador 1/condensador 2, gerador 2, trocador de calor 1, trocador de calor 2 e evaporador), modelam-se, declarando constante o produto entre seus referentes coeficientes globais de transferência de calor (U) e suas superfícies de troca (A).

$$\dot{Q} = (UA)LMTD \quad (3.30)$$

onde, \dot{Q} é a taxa temporal de calor trocado, LMTD é a temperatura média logarítmica de cada constituinte, formulada em ASHRAE (2013b) para cada componente.

$$LMTD_{\text{evap}} = \frac{t_{33} - t_{32}}{\ln \frac{t_{33} - t_{10}}{t_{32} - t_{10}}} \quad (3.31)$$

$$LMTD_{\text{ger1}} = \frac{(t_{17} - t_4) - (t_{18} - t_3)}{\ln \frac{t_{17} - t_4}{t_{18} - t_3}} \quad (3.32)$$

$$LMTD_{\text{ger2,parte2}} = \frac{(t_{24} - t_{14}) - (t_{25} - t_{23})}{\ln \frac{t_{24} - t_{14}}{t_{25} - t_{23}}} \quad (3.33)$$

$$LMTD_{\text{trocador1}} = \frac{(t_5 - t_2) - (t_{20} - t_3)}{\ln \frac{t_5 - t_2}{t_{20} - t_3}} \quad (3.34)$$

$$LMTD_{\text{trocador2}} = \frac{(t_{15} - t_{27}) - (t_{14} - t_{13})}{\ln \frac{t_{15} - t_{27}}{t_{14} - t_{13}}} \quad (3.35)$$

$$LMTD_{\text{ger2,parte1}} = \frac{(t_{26} - t_{21}) - (t_{25} - t_{22})}{\ln \frac{t_{26} - t_{21}}{t_{25} - t_{22}}} \quad (3.36)$$

Deduziu-se os coeficientes globais de troca de calor multiplicados pelas suas áreas de troca conduzindo uma simulação do ciclo no IPSEpro® 6.0 com dados de entrada relativos ao comportamento do conjunto, funcionando a carga de projeto (6053 kW) nas condições AHRI ($t_{28}=t_{30}=29,44^\circ\text{C}$; $t_{33}=6,67^\circ\text{C}$; $t_{32}=12,2^\circ\text{C}$; $\dot{m}_{24}=2,11855 \text{ kg/s}$; $t_{24}=174^\circ\text{C}$), extraídos do material do fabricante (temperaturas e concentrações típicas de algumas correntes). Admitiu-se execução em regime permanente. Seguem abaixo os resultados.

$$\begin{aligned} UA_{\text{evap}} &= 2447 \text{ kW/K} \\ UA_{\text{ger1}} &= 127 \text{ kW/K} \\ UA_{\text{ger2,parte2}} &= 169 \text{ kW/K} \\ UA_{\text{trocador1}} &= 332 \text{ kW/K} \\ UA_{\text{trocador2}} &= 55 \text{ kW/K} \\ UA_{\text{ger2,parte1}} &= 30 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

Restam apenas dois *inputs* à total caracterização do sistema. Tratam-se de diferenças de temperaturas de correntes, que interagem no gerador 2 parte 1 e no gerador 1/condensador 2, como definido em ASHRAE (2013b). Ambos decrescem gradualmente em conjunto com a carga do *chiller*. Para facilitar a convergência e reprodução da simulação dinâmica, delimita-se faixas de cargas, com diferenças de temperatura distintas, conforme retratado na Tabela 3.1, a seguir.

Tabela 3.1 – Diferenças de temperatura para cada faixa de carga definida no IPSEpro®

Limites inferior e superior das cargas, que delimitam a faixa de operação [kW]	Diferença de temperatura no gerador 1/condensador 2 ($t_{18}-t_3$) [°C]	Diferença de temperatura no gerador 2 parte 1 ($t_{26}-t_{21}$) [°C]
5800/6053	8,0	16
5600/5800	7,8	14
5400/5600	7,6	12
5200/5400	7,4	10
5000/5200	7,2	10
4800/5000	7,0	10
4600/4800	6,8	9
4400/4600	6,6	9
4200/4400	6,4	9
4000/4200	6,2	9
3800/4000	6,0	8
3600/3800	5,8	8
3400/3600	5,6	7
3200/3400	5,4	7

A rejeição de calor ao ambiente é intermediada por uma torre de resfriamento, operando em correntes opostas. O circuito de resfriamento organiza o absorvedor e o condensador 1 em paralelo, bem como define configuração paralela entre cada *chiller* (Figura 3.44).

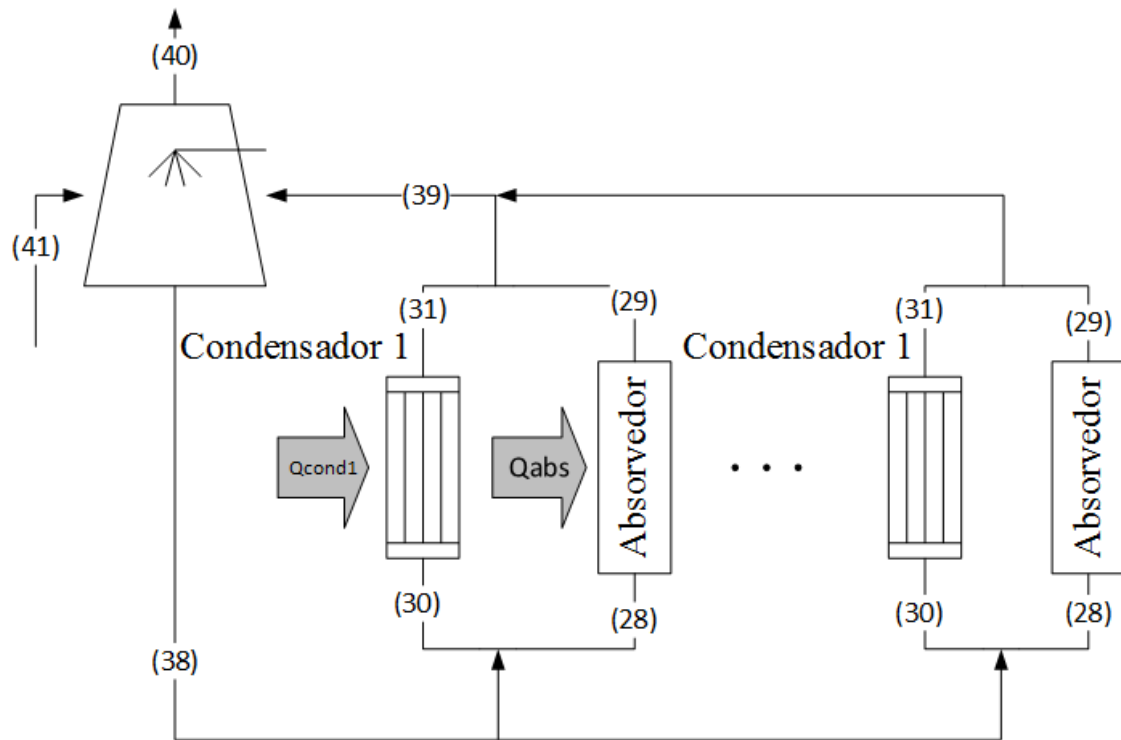


Figura 3.44 – Torre de resfriamento contracorrente

A abordagem aos cálculos envolvendo ar úmido recupera a hipótese de gás ideal utilizada na contabilização da potência frigorífica. A água resfriada (38), evadindo a torre, possui um *approach* de 4°C com a temperatura de bulbo úmido do ambiente (avaliada no aeroporto Santos Dumont) e fraciona-se igualmente entre os resfriadores de líquido em operação e seus respectivos absorvedores e condensadores. Considera-se a mesma temperatura usual de saída de 35°C para os estados (29), (31) e (39). O ar atmosférico (41) encontra-se a 101,29 kPa de pressão e suas demais propriedades localizam-se em ASHRAE (2013b). Este fluido ascende na torre, atingindo o estado de saturação ao abandoná-la (40). Estas suposições, somadas à abstração de perda de carga nula, definem completamente as vazões e trocas térmicas em conjunto com o princípio da continuidade e a primeira lei da termodinâmica.

$$\dot{m}_{40} = \dot{m}_{41} = \frac{\dot{m}_{39}(h_{39} - h_{38})}{h_{40} - h_{41}} \quad (3.37)$$

onde os h 's referem-se às entalpias das correntes identificadas pelo número presente no subíndice e os \dot{m} 's aludem às vazões mássicas das respectivas correntes. Como exposto anteriormente, atribui-se às entalpias do ar úmido o modelo de mistura de gases ideais. As entalpias das correntes (38) e (39) são obtidas pela simulação do ciclo de absorção no IPSEpro® 6.0. A ordem dos cálculos organizam-se, conforme a Figura 3.45.

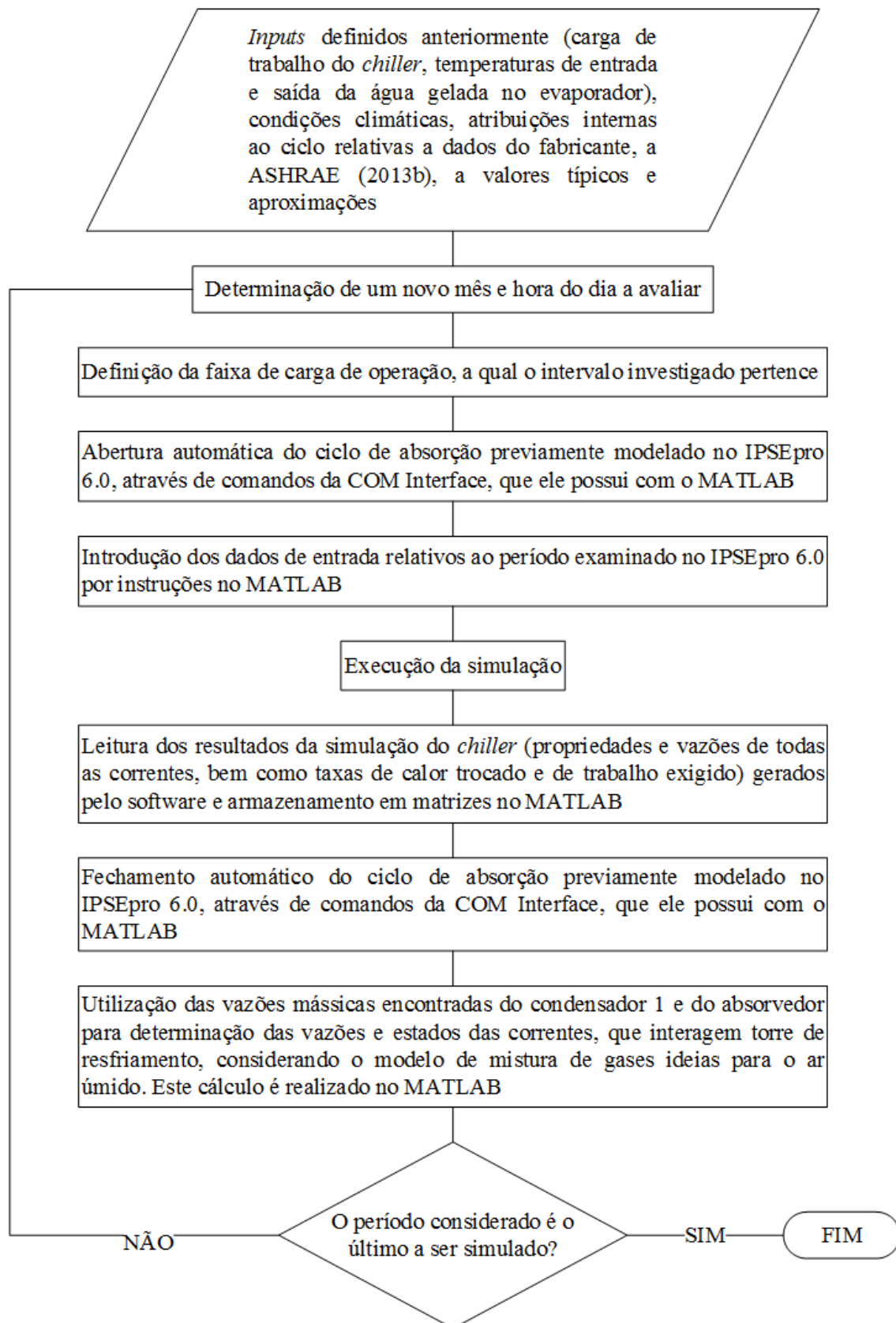


Figura 3.45 – Fluxograma das etapas de simulação do ciclo de refrigeração avaliado

São apresentados os valores de grandezas determinadas pelo passo a passo da Figura 3.45.

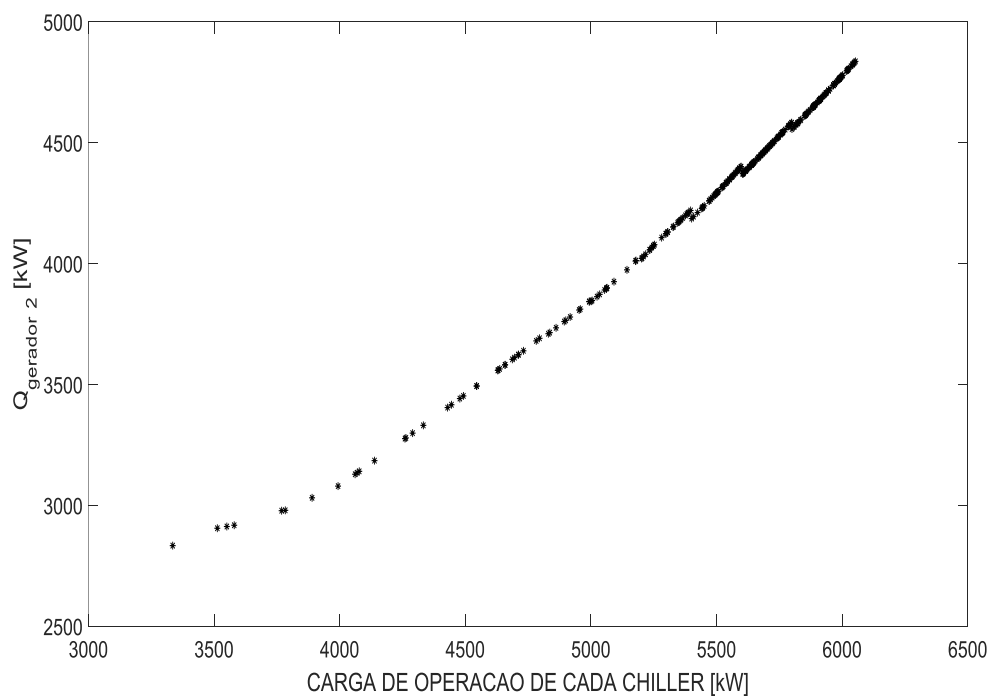


Figura 3.46 – Taxa total de calor transferida ao gerador 2 pelo vapor [kW]



Figura 3.47 – Vazão mássica do insumo térmico de vapor d'água [kg/s]

3.5. OPERAÇÃO DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E DA TURBINA A GÁS

O ciclo de refrigeração por absorção duplo efeito em série invertida analisado anteriormente é acionado com o calor reaproveitado pela caldeira de recuperação. Este equipamento intermedia as interações termodinâmicas entre os *chillers* e a turbina a gás de acordo com a seguinte configuração (Figura 3.48).

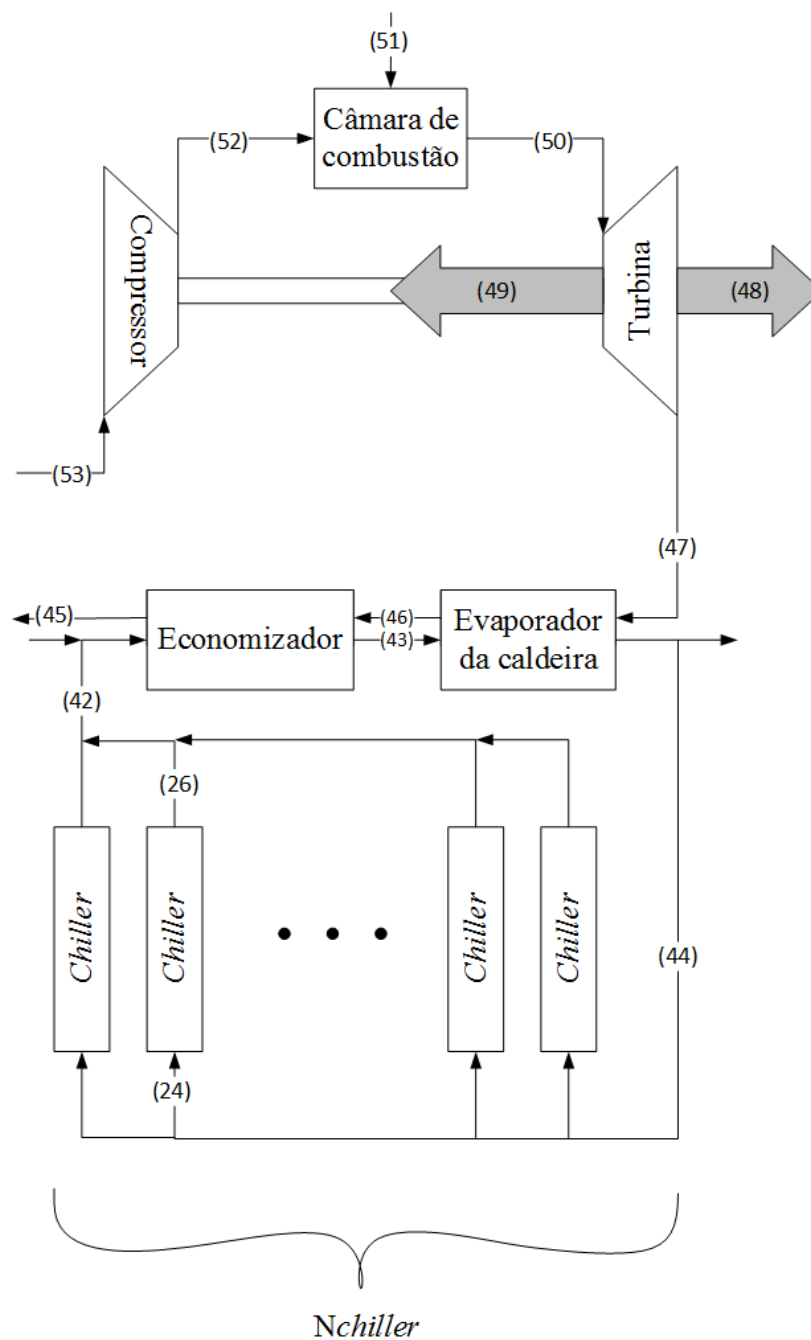


Figura 3.48 – Esquema de configuração da turbina a gás, da caldeira e dos *chillers*

A demanda por aquecimento dos *chillers* é formulada a seguir.

$$\dot{m}_{\text{vap. Requerida}} = N_{\text{chiller}} \dot{m}_{26} \quad (3.38)$$

$$\dot{Q}_{\text{vap. Requerida}} = N_{\text{chiller}} \dot{Q}_{\text{gerador 2}} \quad (3.39)$$

onde N_{chiller} é a quantidade de *chillers* em operação, o subscrito “vap, requerida” indica a quantidade da grandeza em questão necessária à ativação do resfriador de líquido e o subíndice “gerador 2” alude à transferência de calor no gerador de alta pressão do ciclo de absorção. De outra forma, a solicitação dos *chillers* à caldeira mensura-se como o produto entre o número destes equipamentos funcionando e a solicitação individual obtida no passo anterior de simulação.

As operações da caldeira de recuperação, constituída do economizador e do seu evaporador, e da turbina a gás devem manter-se estáveis em uma determinada carga, na medida, que suas eficiências se comprometem sensivelmente em cargas parciais. Este fato, impele à diversificação de serviços, cujas demandas individuais tendem a uniformizar a requisição à caldeira agregada, providos ao consumidor final. O desígnio de tais atividades acessórias escapa ao cerne do presente trabalho, porém pululam na literatura aplicações em termoacumulação (responsável pela redução do porte de equipamentos da central, pela suavização da solicitação a estas máquinas e aumento de suas eficiências) e água quente de uso doméstico (fins sanitários, higienizadores, recreativos e comerciais).

A constância no funcionamento da caldeira é reproduzida na sua simulação através da invariabilidade de suas exigências. Ou seja, supõe-se, que as ocupações adicionais ao resfriamento proposto, sejam perfeitamente complementares ao fim principal dado a priori à máquina. Logo, fixa-se sua vazão mássica de vapor e taxa de recuperação de energia, como os valores máximos requeridos pelos *chillers*.

$$\dot{m}_{42} = \dot{m}_{43} = \dot{m}_{44} = \text{máx}(N_{\text{chiller}} \dot{m}_{26}) \quad (3.40)$$

$$\dot{Q}_{\text{caldeira}} = \dot{Q}_{\text{econ}} + \dot{Q}_{\text{evap,caldeira}} = \text{máx}(N_{\text{chiller}} \dot{Q}_{\text{gerador 2}}) \quad (3.41)$$

sendo, $\dot{Q}_{\text{evap,caldeira}}$ a taxa de calor trocado no evaporador da caldeira, \dot{Q}_{econ} a taxa de calor trocado no economizador e $\dot{Q}_{\text{caldeira}}$ a taxa de calor trocado na caldeira no total. Como o destino deste trocador de calor visa o provimento de vapor aos resfriadores de líquido, iguala-se os estados das correntes (42) e (44) aos estados das correntes (26) e (24) respectivamente, pois fornecer energia de maior qualidade, significaria desperdício e aprovisionar energia de menor qualidade, denotaria uma insuficiência e mau funcionamento dos *chillers*. GANAPATHY (2003) cita a maior frequência de uma

configuração de escoamentos entre corrente de gás exausto da turbina e corrente de água contracorrente. Este será o modelo utilizado. Perdas de carga são desprezadas. Desconsidera-se a geração de vapor d'água no economizador, prevendo saturação do líquido ao evadi-lo.

$$t_{43} = t_{SAT}(P_{44}) \quad (3.42)$$

Logo:

$$\dot{Q}_{econ} = \dot{m}_{42}(h_{43} - h_{42}) \quad (3.43)$$

$$\dot{Q}_{evap,caldeira} = \dot{m}_{42}(h_{44} - h_{43}) \quad (3.44)$$

Após estas formulações, resta à conclusão da análise termodinâmica da caldeira recuperadora, a resolução das propriedades caracterizadoras do escoamento de gases exaustos da turbina. EBRAHIMI, KESHAVARZ (2015) mencionam como usuais os valores de 540°C e 160°C para temperatura da mistura, abandonando a turbina (47) e deixando o gerador de vapor de recuperação de calor (45) respectivamente. Portanto, emprega-se estas medidas na avaliação.

A constituição do gás finalmente rejeitado (45) à pressão atmosférica ($P_{45}=P_{46}=P_{47}=101,29\text{kPa}$), fundamental à aplicação da primeira lei nos volumes de controle, que cercam os dois componentes da caldeira, remete-se ao processo de queima de gás natural (fonte primária de energia a todo o sistema distrital) na câmara de combustão e admissão de ar no compressor. Retorna-se, por este motivo, o foco da exposição a este equipamento.

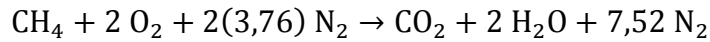
O ar acessando o sistema (53) é composto fundamentalmente, em base molar, por oxigênio (21%), nitrogênio (78%) e argônio (1%), por suposição. Admite-se, que nitrogênio e argônio não participam das reações químicas, mas variam a temperatura até o valor alcançado pelos demais produtos (mudam de estado sem alterarem-se quimicamente). Pesando a participação de cada gás na constituição da mistura, despreza-se o argônio e idealiza-se o ar como um composto binário, contendo 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio (em base volumétrica).

Utilizando a Lei de Avogadro, obtém-se a relação molar entre nitrogênio e oxigênio de presença na combustão realizada com ar atmosférico. Conclui-se, que para cada mol de oxigênio estão envolvidos 3,76 moles (79/21) de nitrogênio. Presume-se também um tratamento anterior, capaz de o manter a temperatura ideal de 25°C ($T_{53}=25^\circ\text{C}$) em condição atmosférica de pressão ($P_{53}=101,29\text{kPa}$). A relação de compressão utilizada vale 15,9 ($P_{52}/P_{53}=15,9$) e supõe-se um coeficiente isentrópico do compressor estimado em $\eta_{comp} = 0,80$, permitindo o cálculo da temperatura do ar, saindo

do compressor, ao modelar o ar como um gás ideal a calor específico constante ($c_{pAR}=1,0035\text{kJ/kgK}$ e $c_{vAR}=0,7165\text{kJ/kgK}$) e ao aplicar a primeira e segunda leis ao equipamento, operando em regime permanente.

$$t_{52} = t_{53} + \frac{t_{53} \left(\left(\frac{P_{52}}{P_{53}} \right)^{\frac{c_{pAR}-c_{vAR}}{c_{pAR}}} - 1 \right)}{\eta_{\text{comp}}} \quad (3.45)$$

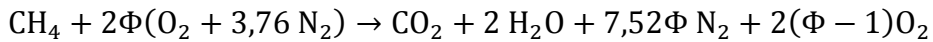
onde as temperaturas estão em $^{\circ}\text{C}$ e c_{pAR} e c_{vAR} são os calores específicos do ar a pressão e volume constantes respectivamente. Após a delimitação do estado da corrente (52), prossegue-se a análise estabelecendo um volume de controle na câmara de combustão. A quantidade mínima de ar que fornece o oxigênio suficiente para a combustão completa do carbono, hidrogênio e quaisquer outros elementos do combustível que possam oxidar (ar teórico) é adquirida através do balanceamento da reação química (estequiometria). Em outras palavras, é conquistada através do princípio de conservação de massa aplicado a cada elemento. A queima de 1 kmol de gás metano por meio de ar atmosférico é expressa, como:



Logo, a quantidade de ar teórico necessária à combustão completa de 1 kmol metano vale 9,52 kmol (2+2.3,76). Mas nem sempre este processo ocorre à quantidade estequiométrica, para tanto, representa-se a quantidade de ar realmente fornecida à reação em um função da porcentagem de ar teórico (Φ).

$$\Phi = \frac{n_{\text{ar,fornecido}}}{n_{\text{ar,teórico}}} \quad (3.46)$$

A combustão completa do metano com $\Phi(100)$ % de ar estequiométrico é escrita da seguinte forma:



No presente estudo, a combustão é considerada completa, ou seja, sem formação de monóxido de carbono e hidrocarbonetos. Para garantir combustão completa em aplicações de turbina a gás, uma estimativa típica de fração de ar teórico presente na queima é de 3,4 (340 % de ar estequiométrico). Esta será a relação proposta no caso investigado.

É necessário definir os estados termodinâmicos dos reagentes e produtos da combustão. A reação selecionada para fornecer energia ao gerador é a queima de gás metano, modelada como completa, na presença de uma quantidade de ar Φ vezes maior do que a referente ao ar teórico. Admite-se, que o metano invade a câmara de combustão

à temperatura ambiente ideal (25°C), mas à pressão de descarga do compressor ($P_{51}=P_{52}$). As temperaturas dos produtos são supostas iguais e seu valor é encontrado a partir da primeira lei da termodinâmica em um processo adiabático de queima, denominado temperatura adiabática de chama (t_{AC}). Considera-se a descarga dos produtos a mesma pressão de entrada dos reagentes, idealizando perdas de carga irrisórias. As pressões, as quais cada componente dos reagentes e produtos submete-se, derivam-se ao adotar-se o modelo de gás ideal de Dalton às substâncias em questão, resultando em pressões parciais proporcionais às frações molares do fluido na mistura.

$$P_{CH_4} = P_{52} \quad (3.47)$$

$$P_{O_2, \text{reagente}} = \left(\frac{2\Phi}{9,52\Phi} \right) P_{52} \quad (3.48)$$

$$P_{N_2, \text{reagente}} = \left(\frac{7,52\Phi}{9,52\Phi} \right) P_{52} \quad (3.49)$$

$$P_{N_2, \text{produto}} = \left(\frac{7,52\Phi}{9,52\Phi + 1} \right) P_{52} \quad (3.50)$$

$$P_{O_2, \text{produto}} = \left(\frac{2(\Phi - 1)}{9,52\Phi + 1} \right) P_{52} \quad (3.51)$$

$$P_{CO_2} = \left(\frac{1}{9,52\Phi + 1} \right) P_{52} \quad (3.52)$$

$$P_{H_2O} = \left(\frac{2}{9,52\Phi + 1} \right) P_{52} \quad (3.53)$$

sendo os subscritos, indicadores da substância referente e da fase da combustão referida (produto ou reagente). Esta aproximação é aplicada a todas as correntes, que integram o fluxo de mistura de gases do sistema.

$$P_{O_2, 53} = \left(\frac{1}{4,76} \right) P_{53} \quad (3.54)$$

$$P_{N_2, 53} = \left(\frac{3,76}{4,76} \right) P_{53} \quad (3.55)$$

$$P_{N_2, 47} = P_{N_2, 46} = P_{N_2, 45} = \left(\frac{7,52\Phi}{9,52\Phi + 1} \right) P_{47} \quad (3.56)$$

$$P_{O_2, 47} = P_{O_2, 46} = P_{O_2, 45} = \left(\frac{2(\Phi - 1)}{9,52\Phi + 1} \right) P_{47} \quad (3.57)$$

$$P_{CO_2, 47} = P_{CO_2, 46} = P_{CO_2, 45} = \left(\frac{1}{9,52\Phi + 1} \right) P_{47} \quad (3.58)$$

$$P_{H_2O, 47} = P_{H_2O, 46} = P_{H_2O, 45} = \left(\frac{2}{9,52\Phi + 1} \right) P_{47} \quad (3.59)$$

onde os subíndices numéricos detalham, a qual corrente o composto pertence.

Desta forma, pretende-se igualar a variação de entalpia entre produtos e reagentes e descobrir sua temperatura, para a qual a identidade é satisfeita. Neste método, contabiliza-se a diferença entre as duas entalpias. Por isso, é importante que ambos valores estejam determinados a partir de um mesmo referencial de quantificação. Como cada substância possui seu referencial mais conveniente, suas condições de referência distinguem-se e por isso deve-se investigar, previamente à aplicação da conservação de energia, uma base comum e consistente.

Logo, define-se o estado de referência pela temperatura de 25 °C e pressão de 0,1 MPa, no qual a entalpia dos elementos é admitida nula. É natural indagar-se, neste momento, acerca do valor a ser atribuído à entalpia de cada substância, quando submetida à condição de referência. Certos compostos possuem uma entalpia de formação, pois liberam ou absorvem calor, quando formados a partir de seus elementos, na condição de referência. Logo, expressa-se a entalpia total da seguinte forma:

$$\bar{h}_{T,P} = (\bar{h}_f^0)_{298\text{ K}; 0,1\text{ MPa}} + (\Delta\bar{h})_{298\text{ K}; 0,1\text{ MPa}} \quad (3.60)$$

onde o subscrito “f” refere-se à entalpia de formação e o índice “0” refere-se ao estado padrão de 298 K e 0,1 MPa. Traduzindo, a equação acima expõe, que para todas as substâncias envolvidas no processo de combustão, a entalpia relativa a uma determinada pressão e temperatura é igual à soma entre a sua entalpia de formação e a diferença entre a entalpia neste estado desejado e a entalpia a 298 K e 0,1 Mpa. Por conveniência, refere-se à entalpia em base molar denotada com uma barra acima de h. Atenta-se que, para um elemento, a entalpia de formação é nula. Seguem abaixo todas as entalpias de formação (WYLEN *et al.*, 2009).

$$(\bar{h}_f^0)_{\text{CH}_4} = -74873 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\bar{h}_f^0)_{\text{CO}_2} = -393522 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\bar{h}_f^0)_{\text{H}_2\text{O}_{(\text{vapor})}} = -241826 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\bar{h}_f^0)_{\text{N}_2} = 0 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\bar{h}_f^0)_{\text{O}_2} = 0 \text{ kJ/kmol}$$

Como presume-se temperatura dos produtos elevada, considera-se que a água presente ao final da reação encontra-se vaporizada.

A aplicação da primeira lei à câmara de combustão é representada a seguir.

$$0 = \sum_R \frac{n_{\text{entrada}}}{n_{\text{CH}_4}} \bar{h}_{\text{entrada}} - \sum_P \frac{n_{\text{saída}}}{n_{\text{CH}_4}} \bar{h}_{\text{saída}} \quad (3.61)$$

onde:

$$\sum_R \frac{n_{\text{entrada}}}{n_{\text{CH}_4}} \bar{h}_{\text{entrada}} = \bar{h}_{\text{CH}_4} + 2\Phi \bar{h}_{\text{O}_2(\text{R})} + 7,52\Phi \bar{h}_{\text{N}_2(\text{R})}$$

$$\sum_P \frac{n_{\text{saída}}}{n_{\text{CH}_4}} \bar{h}_{\text{saída}} = \bar{h}_{\text{CO}_2} + 2\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{vapor})} + 7,52\Phi \bar{h}_{\text{N}_2(\text{P})} + 2(\Phi - 1)\bar{h}_{\text{O}_2(\text{P})}$$

A grandeza “n” alude ao coeficiente presente no balanço químico da reação de combustão, e:

$$\begin{aligned} \bar{h}_{\text{CH}_4} &= (\bar{h}_f^0)_{\text{CH}_4} + (\Delta \bar{h})_{t_{52}} \\ \bar{h}_{\text{O}_2(\text{R})} &= (\Delta \bar{h})_{t_{52}} \\ \bar{h}_{\text{N}_2(\text{R})} &= (\Delta \bar{h})_{t_{52}} \\ \bar{h}_{\text{CO}_2} &= (\bar{h}_f^0)_{\text{CO}_2} + (\Delta \bar{h})_{t_{\text{AC}}} \\ \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{vapor})} &= (\bar{h}_f^0)_{\text{H}_2\text{O}(\text{vapor})} + (\Delta \bar{h})_{t_{\text{AC}}} \\ \bar{h}_{\text{N}_2(\text{P})} &= (\Delta \bar{h})_{t_{\text{AC}}} \\ \bar{h}_{\text{O}_2(\text{P})} &= (\Delta \bar{h})_{t_{\text{AC}}} \end{aligned}$$

A temperatura final dos produtos é, então, a temperatura para a qual a equação 3.61 é satisfeita. Possuindo esta informação, fixa-se todos os estados das substâncias. Para tanto, emprega-se o método da bissecção com tolerância de 10^{-6} para os valores absolutos do intervalo de procura da raiz e da função definida pela equação 3.61, variando a temperatura dos produtos. As vazões das correntes (45), (46), (47), (50) é fixa por sua baixa variação em casos reais (GANAPATHY, 2003) e determina-se com a aplicação da conservação de energia à caldeira de recuperação inteira.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{45} &= \dot{m}_{46} = \dot{m}_{47} = \dot{m}_{50} \\ &= \frac{\dot{Q}_{\text{caldeira}}}{\left(\frac{2}{9,52\Phi + 1}\right) M_{\text{N}_2} (\Delta \bar{h})_{\text{N}_2} + \left(\frac{1}{9,52\Phi + 1}\right) M_{\text{CO}_2} (\Delta \bar{h})_{\text{CO}_2} + \left(\frac{2}{9,52\Phi + 1}\right) M_{\text{H}_2\text{O}} (\Delta \bar{h})_{\text{H}_2\text{O}} + \left(\frac{2(\Phi - 1)}{9,52\Phi + 1}\right) M_{\text{O}_2} (\Delta \bar{h})_{\text{O}_2}} \end{aligned} \quad (3.62)$$

onde:

$$\begin{aligned} M_{\text{N}_2} &= 28,013 \text{ kg/kmol} \\ M_{\text{O}_2} &= 31,999 \text{ kg/kmol} \\ M_{\text{CO}_2} &= 44,010 \text{ kg/kmol} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= 18,015 \text{ kg/kmol} \end{aligned}$$

As variações de entalpia molar referem-se a diferença entre os valores para uma temperatura de 540°C (t_{47}) e 160°C (t_{45}).

A vazão mássica do combustível resulta da conservação de massa do carbono na combustão:

$$\dot{m}_{51} = \frac{\dot{m}_{50} M_{CH_4}}{M_{CH_4} + 9,52 \Phi \left(\frac{M_{O_2}}{4,76} + \frac{3,76 M_{N_2}}{4,76} \right)} \quad (3.63)$$

onde:

$$M_{CH_4} = 16,043 \text{ kg/kmol}$$

Aplicando o princípio da continuidade ao combustor:

$$\dot{m}_{53} = \dot{m}_{52} = \dot{m}_{50} - \dot{m}_{51} \quad (3.64)$$

Logo, concluindo a análise de primeira lei do sistema da central do resfriamento distrital, basta incluir a conservação de energia ao economizador para encontrar t_{46} . Adiante são expostos os resultados da etapa concluída.

$$t_{52} = 473,8 \text{ °C}$$

$$t_{AC} = t_{50} = 1148,2 \text{ °C}$$

$$P_{52} = P_{51} = P_{50} = 1610,5 \text{ kPa}$$

$$\dot{W}_{comp} = 67,9 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{líq,turbina} = 41,5 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_{caldeira} = 61,9 \text{ MW}$$

onde \dot{W}_{comp} é a taxa de trabalho do compressor e $\dot{W}_{líq,turbina}$ é a geração líquida de eletricidade da turbina a gás.

3.6. ANÁLISE EXERGÉTICA

Por fim, atinge-se o cálculo das exergias ou disponibilidades. Antes, é importante entender rigorosamente, o que é esta grandeza, a fim de esclarecer a sua relevância. Ela é a quantificação do potencial de uma fonte energética, ou seja, é o máximo trabalho reversível, que uma massa num certo estado é capaz de gerar. Esta medida, portanto, expõe a qualidade do insumo tratado, tornando seu monitoramento através das etapas de transformação da matéria, um método de quantificação da deterioração da sua utilidade. Contudo, esta quantidade pressupõe noção de um estado final da matéria que tornará máximo o trabalho reversível. Esta condição é o estado em equilíbrio com o meio, pois desta forma não ocorrerá nenhuma variação espontânea de seu estado e o sistema não será

capaz de realizar trabalho. Precisamente, isto significa estar em equilíbrio térmico (uniformidade de temperatura), mecânico (uniformidade de pressão) e químico (uniformidade da constituição química, implicando na não existência de qualquer reação química entre sistema e ambiente e na homogeneidade de concentração de uma substância) com o meio.

O equilíbrio com o meio também requer que o sistema tenha velocidade zero e energia potencial mínima. Exigências análogas podem ser estabelecidas em relação aos efeitos magnéticos, elétricos e superficiais, se estes forem relevantes na formulação do problema. Considera-se apenas o máximo trabalho reversível associado a um escoamento permanente, pois supõe-se que todos os processos da central de resfriamento distrital ocorrem desta maneira. O repouso completo em relação ao ambiente é referido como estado morto, cujos potenciais térmico, mecânico e químico igualam-se ao do espaço circundante.

Comumente, menciona-se um equilíbrio intermediário, entre o estado da matéria avaliada e o estado morto, denominado estado morto restrito, no qual há apenas a satisfação das igualdades de pressão (P_0), temperatura (T_0), velocidade (repouso em relação ao referencial inercial do ambiente) e elevação (nula, em contraste à origem da coordenada selecionada).

Esta definição é essencial à segmentação habitual da exergia total em suas frações física, cinética, potencial e química, por estabelecer a exergia física como o máximo trabalho útil possível de ser realizado pela substância ao partir de sua circunstância inicial (a P e t) ao estado morto restrito (a P_0 e T_0) reversivelmente e por caracterizar a exergia química (a utilização do termo “química” não necessariamente implica em reação química) como o máximo trabalho útil possível realizado pela matéria ao advir do estado morto restrito ao estado morto. Ilustra-se este desmembramento a seguir.

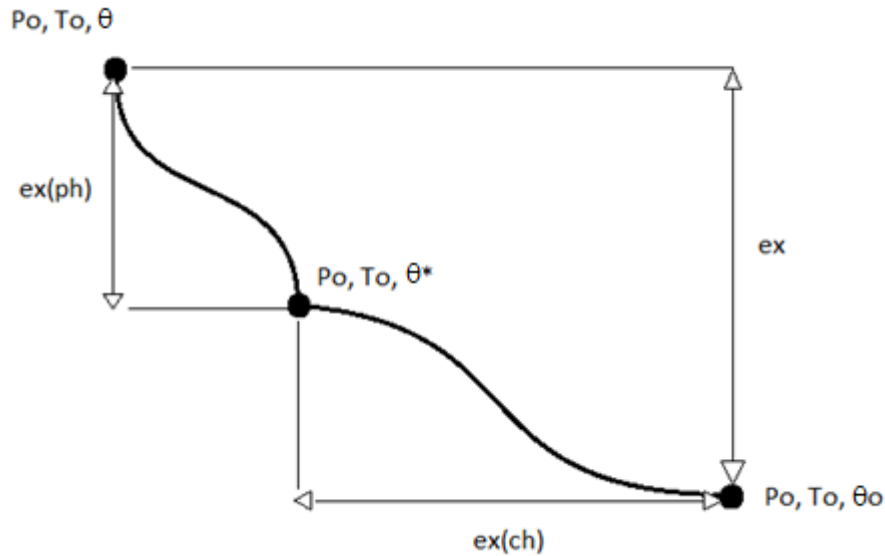


Figura 3.49 – Composição da exergia total. Modificado de OLIVEIRA (2013)

onde Θ alude ao potencial químico e os índices “*” e “0” remetem ao estado morto restrito e ao estado morto respectivamente. A formulação da divisão desta propriedade escrita por unidade de massa é:

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (3.65)$$

sendo, “e” a exergia total por unidade de massa e os subscritos “PH”, “KN”, “PT” e “CH” referências às potencialidades física, cinética, potencial e química respectivamente. Desconsidera-se na análise, os termos cinético e potencial. Logo, para um determinado volume de controle, representando a interação de uma corrente, em regime permanente, com o ambiente, indo de seu estado particular ao estado morto restrito em um processo reversível, aplica-se a primeira e a segunda lei da termodinâmica para computar a parcela física de exergia.

$$e^{PH} = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) + \sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_{fonte}} \right) \quad (3.66)$$

onde “s” simboliza a entropia específica da corrente, “ σ ” exprime uma troca de calor por unidade de massa e “T” exprime a temperatura em valores absolutos (Kelvin). Os dois primeiros termos do lado direito da equação são a contribuição do escoamento ao trabalho líquido reversível e o último termo é associado a uma transferência reversível de energia por interação calor na fronteira com um reservatório térmico a T_{fonte} . Ou seja, este terceiro componente contabiliza a troca térmica ideal, gerando resultados superestimados, quando contrastados com a realidade. Por isso é importante definir sistemas auxiliares ao ciclo de refrigeração principal e modelar interações térmicas mais fidedignas ao fenômeno

natural. Então, para todos os estados, calcula-se esta propriedade, desconsiderando a última variável da equação 3.66.

Ao quantificar a exergia química (componente da exergia associado ao processo de partida da composição química do sistema à constituição do meio), os membros integrantes do composto devem remeter-se a propriedades de um conjunto de substâncias do meio ambiente adequadamente escolhidas. Para excluir a possibilidade de gerar trabalho a partir do contato (físico e químico) entre as partes do ambiente, estas substâncias de referência precisariam estar em equilíbrio mútuo.

No entanto, no padrão adotado, uma substância de referência é selecionada para cada elemento químico, por sua abundância na natureza, aproximando a composição desta referência teórica à presente no meio ambiente real e flexibilizando parcialmente o critério de equilíbrio estável mútuo. A base racional, que sustenta este crivo deduz, que compostos encontrados fartamente no meio natural possuem baixo valor econômico. O modelo utilizado é descrito a seguir (SHAPIRO *et al.*, 2013).

- Pressão: pressão atmosférica $P_0 = 1,01325$ bar.
- Temperatura: temperatura atmosférica $T_0 = 25$ °C.
- Os componentes gasosos do ar atmosférico são substâncias de referência para os nove elementos C, H, O, N, Ar, Ne, He, Kr, Xe e, adicionalmente para o deutério D.
- $y_{H_2O}^0=0,0312$; $y_{CO_2}^0=0,0003$; $y_{N_2}^0=0,7567$; $y_{O_2}^0=0,2035$.

Sendo “ y^0 ” as frações molares dos compostos na atmosfera padrão. A exergia química de um combustível gasoso (caso do gás metano, que abastece a planta de cogeração estudada) calcula-se, aproximadamente, idealizando dois processos fictícios: a reação do gás com outras substâncias presentes no meio de referência (no caso de um combustível) e a posterior expansão dos produtos a suas respectivas pressões parciais ambientes, como demonstrado na Figura 3.50.

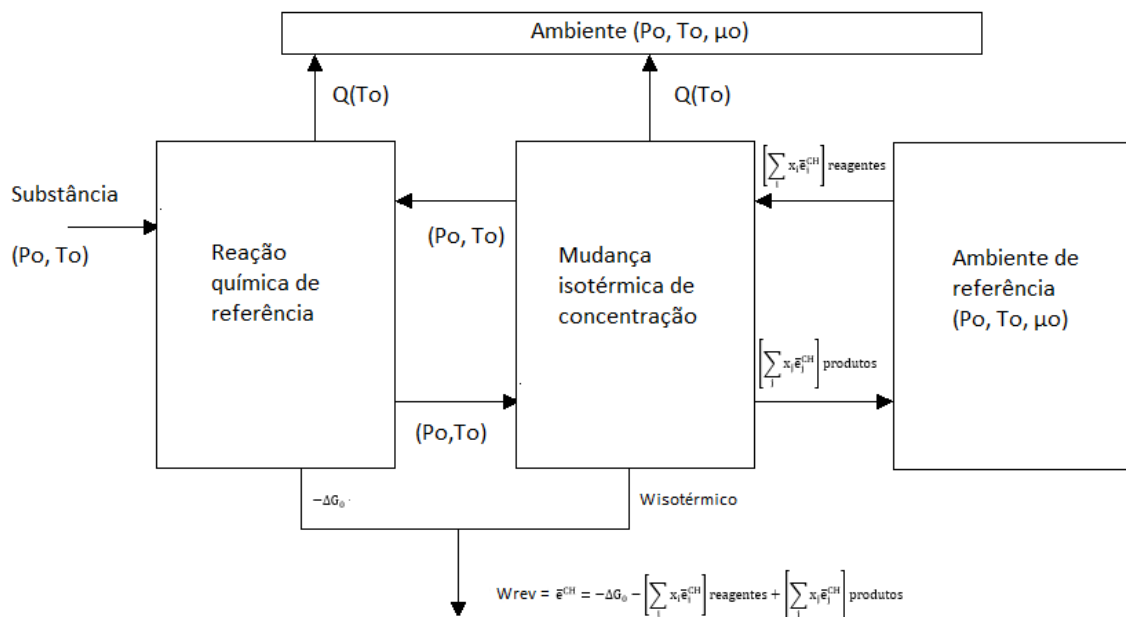


Figura 3.50 – Esquema de cálculo da exergia química (OLIVEIRA, 2013)

A reação virtual, considerando o metano, compreende a sua oxidação isotérmica e reversível com o oxigênio, formando gás carbônico e água líquida. Todas as substâncias analisadas entram e saem, cada, um volume de controle separadas a T_0 e a P_0 .

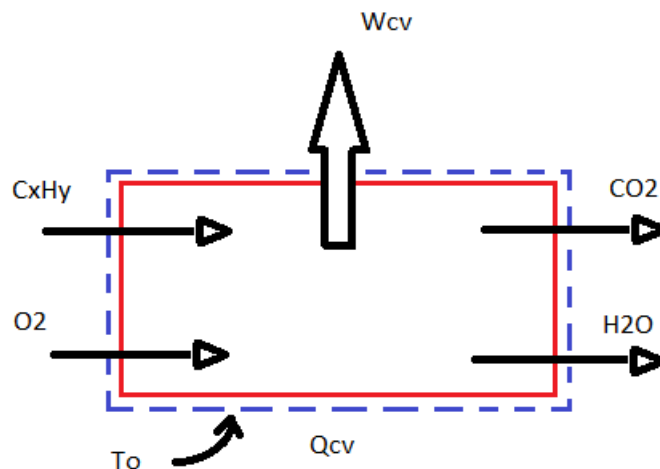


Figura 3.51 – Reação de referência

Unindo a conservação de energia do processo com seu balanço exergético, alcança-se a fórmula da exergia específica do combustível.

$$\begin{aligned}
\bar{e}_{\text{CH}_4}^{\text{CH}} = & \left[(\bar{h}_f^0)_{\text{CH}_4} + 2\bar{h}_{\text{O}_2} - \bar{h}_{\text{CO}_2} - 2\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} \right]_{(T_0, P_0)} \\
& - T_0 \left[(\bar{s}_f^0)_{\text{CH}_4} + 2\bar{s}_{\text{O}_2} - \bar{s}_{\text{CO}_2} - 2\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} \right]_{(T_0, P_0)} + \bar{e}_{\text{CO}_2}^{\text{CH}} \\
& + 2\bar{e}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CH}} - 2\bar{e}_{\text{O}_2}^{\text{CH}}
\end{aligned} \quad (3.67)$$

onde, para o metano:

$$(\bar{s}_f^0)_{\text{CH}_4} = 186,251 \text{ kJ/kmolK}$$

sendo a razão de conversão entre as propriedades específicas molares e as propriedades específicas mássicas, a massa molar da substância em questão. Vale destacar também, que o cálculo das entalpias e entropias da equação 3.67 são iguais a diferença entre os referentes estados e o estado padrão de 298 K e 0,1 MPa mais seus respectivos valores de formação. Seguem os valores de entropia de formação utilizados nos cálculos do presente trabalho (WYLEN *et al.*, 2009).

$$(\bar{s}_f^0)_{\text{CO}_2} = 213,795 \text{ kJ/kmolK}$$

$$(\bar{s}_f^0)_{\text{H}_2\text{O}_{(\text{vapor})}} = 188,834 \text{ kJ/kmolK}$$

$$(\bar{s}_f^0)_{\text{H}_2\text{O}_{(\text{líquido})}} = 69,950 \text{ kJ/kmolK}$$

$$(\bar{s}_f^0)_{\text{N}_2} = 191,609 \text{ kJ/kmolK}$$

$$(\bar{s}_f^0)_{\text{O}_2} = 205,148 \text{ kJ/kmolK}$$

O primeiro termo destaca-se na equação 3.67 e representa o poder calorífico superior do combustível. Os últimos termos após os parênteses são as exergias referentes às expansões isotérmicas dos gases presentes no ambiente de referência. Eles são calculados, aproximadamente, considerando o modelo de gás ideal.

$$\bar{e}^{\text{CH}} = \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P_0}{y^0 P_0} \right) \quad (3.68)$$

onde \bar{R} é a constante universal dos gases. Ao restante das correntes constituídas como uma mistura de gases ideais (ar processado no compressor, produtos da combustão e ar úmido da torre de resfriamento), idealiza-se a expansão de cada constituinte da mistura a respectiva pressão parcial para sua pressão parcial na atmosfera de referência para derivar suas exergias químicas.

$$\bar{e}^{\text{CH}} = \sum_{i=1}^j \bar{R}T_0 y_i \ln \left(\frac{y_i}{y_i^0} \right) \quad (3.69)$$

sendo o expoente “0” indicador do ambiente de referência.

A exergia química específica da solução não ideal LiBr/H₂O é apresentada a seguir (NEBRA, PALACIOS-BERECHE, 2012).

$$\bar{e}^{CH} = \sum_{i=1}^n y_i \bar{e}_i^0 + \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^n y_i \ln a_i \quad (3.70)$$

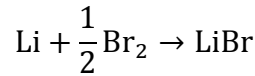
O primeiro termo a direita da equação refere-se a exergia química de referência dos componentes puros. O segundo termo representa a destruição de exergia química devido ao processo de dissolução. Estes dois componentes são funções respectivamente das exergias químicas de referência (\bar{e}_i^0) dos componentes puros e dos coeficientes de atividade. Ambos dependem das frações molares (y_i) de cada substância.

Especificamente para a solução analisada obtém-se:

$$\bar{e}_{LiBr/H_2O}^{CH} = y_{H_2O} \bar{e}_{H_2O}^0 + y_{LiBr} \bar{e}_{LiBr}^0 + \bar{R}T_0 (y_{H_2O} \ln a_{H_2O} + y_{LiBr} \ln a_{LiBr}) \quad (3.71)$$

KOTAS (1985) propõe a seguinte expressão para o cálculo da exergia química do composto LiBr.

$$\bar{e}^0 = \Delta \bar{g}_f^0 + \sum_{i=1}^n v_i \bar{e}_i^0 \quad (3.72)$$



$$\bar{e}_{LiBr}^0 = \Delta \bar{g}_{f, LiBr}^0 + \bar{e}_{Li}^0 + \frac{1}{2} \bar{e}_{Br_2}^0 \quad (3.73)$$

$$\Delta \bar{g}_{f, LiBr}^0 = -342,0 \frac{kJ}{mol} \quad (CRC PRESS, 2000)$$

$$\bar{e}_{H_2O}^0 = 0,9 \frac{kJ}{mol} \quad (SZARGUT et al., 1988)$$

$$\bar{e}_{Li}^0 = 393,0 \frac{kJ}{mol} \quad (SZARGUT et al., 1988)$$

$$\bar{e}_{Br_2}^0 = 101,2 \frac{kJ}{mol} \quad (SZARGUT et al., 1988)$$

Logo:

$$\bar{e}_{LiBr}^0 = 101,6 \frac{kJ}{mol}$$

O coeficiente de atividade é uma função da fração molar. A exergia química da água líquida pura, utilizada em todas as correntes de água líquida do sistema de resfriamento distrital, vale, portanto:

$$e_{H_2O(líquido)}^{CH} = \frac{\bar{e}_{H_2O}^0}{1000 M_{H_2O}} \quad (3.74)$$

Pode-se escrever o balanço exergético de um volume de controle englobando um processo em regime permanente, evidenciando suas correntes de entrada e saída. Porém, uma configuração alternativa é proposta, simplificando a derivação de parâmetros de eficiência do componente avaliado e criando a base para o entendimento da análise exergoeconômica posterior. Na análise de segunda lei da planta aplica-se o balanço exergético a seguir a cada componente (TSATSARONIS, 1993).

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (3.75)$$

O termo à esquerda da equação representa o valor exergético do insumo e o primeiro termo à direita representa o valor exergético do produto. Prosseguindo a identificação dos termos da fórmula, os dois últimos termos equivalem à destruição e à perda de exergia respectivamente. A perda de exergia é a exergia associada à corrente (de massa ou energia) rejeitada ao ambiente. A destruição de exergia refere-se às irreversibilidades do processo.

Entende-se o produto do equipamento, como o resultado desejado produzido pelo sistema, em coerência com as intenções de adquirí-lo e operá-lo. O insumo representa os recursos despendidos à geração do produto (BEJAN *et al.*, 1996). No caso de componentes puramente dissipativos (torre de resfriamento, tubulação de distribuição e restritores de vazão), considera-se o insumo, como as correntes ingressando-os e o produto como os fluxos abandonando-os. As escolhas do produto e do insumo do sistema de resfriamento distrital completo aludem à configuração e às numerações das Figuras 3.43, 3.44, 3.48 e 3.52.

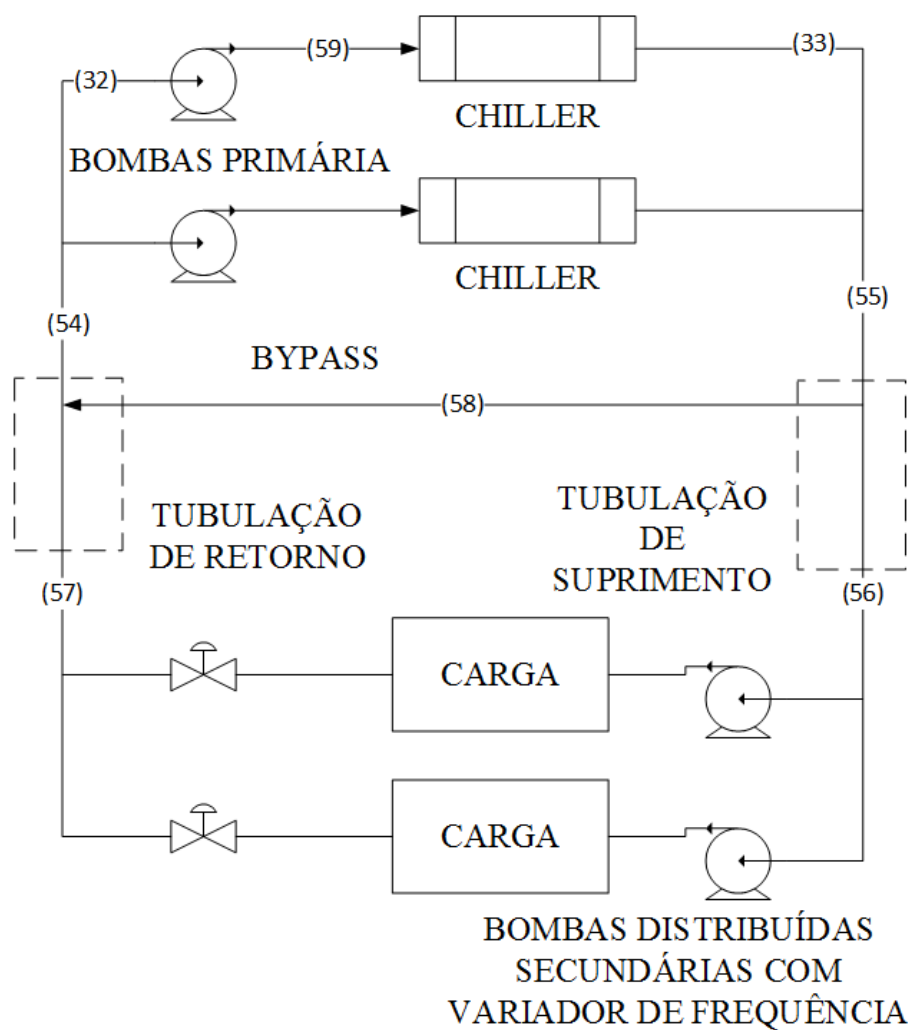


Figura 3.52 – Numeração da rede de distribuição de água gelada

As tubulações de suprimento e retorno do meio de resfriamento, englobam o trecho até o limite entre a propriedade do usuário, pois almeja-se avaliar o preço por unidade de exergia da água gelada provida ao cliente. Logo, não se agregou as bombas secundárias no volume de controle da tubulação de fornecimento.

Segue a Tabela 3.2 com o produto e o insumo de cada constituinte.

Tabela 3.2 – Definições de exergias do insumo e do produto

Volume de controle	Insumo (\dot{E}_F)	Produto (\dot{E}_P)
Bomba da solução 1	$\dot{E}_{34} - \dot{E}_{36}; \dot{E}_{34} = \dot{Q}_{atr1}; \dot{E}_{36} = \dot{W}_{pmp1}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
Bomba da solução 2	$\dot{E}_{35} - \dot{E}_{37}; \dot{E}_{37} = \dot{Q}_{atr2}; \dot{E}_{35} = \dot{W}_{pmp2}$	$\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}$
Gerador 1 / Condensador 2	$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}$	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_4 - \dot{E}_3$
Gerador 2 (parte 2)	$\dot{E}_{24} - \dot{E}_{25}$	$\dot{E}_{14} + \dot{E}_{17} - \dot{E}_{23}$
Absorvedor	$\dot{E}_6 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{29} - \dot{E}_{28}$
Condensador 1	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{19} - \dot{E}_8$	$\dot{E}_{31} - \dot{E}_{30}$
Evaporador	$\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{33} - \dot{E}_{59}$
Trocador de calor 1	$\dot{E}_{20} - \dot{E}_5$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
Trocador de calor 2	$\dot{E}_{14} - \dot{E}_{15}$	$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{27}$
Gerador 2 (parte 1)	$\dot{E}_{25} - \dot{E}_{26}$	$\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}$
Restritor do refrigerante 1	\dot{E}_8	\dot{E}_9
Restritor do refrigerante 2	\dot{E}_{18}	\dot{E}_{19}
Expansão da mistura 1	\dot{E}_5	\dot{E}_6
Expansão da mistura 2	\dot{E}_{15}	\dot{E}_{16}
Mistura da solução 1	$\dot{E}_4 + \dot{E}_{16}$	\dot{E}_{20}
Mistura da solução 2	$\dot{E}_{13} + \dot{E}_{22}$	\dot{E}_{23}
Torre de resfriamento	$\dot{E}_{39} + \dot{E}_{41}$	$\dot{E}_{38} + \dot{E}_{40}$
Evaporador da caldeira	$\dot{E}_{47} - \dot{E}_{46}$	$\dot{E}_{44} - \dot{E}_{43}$
Economizador da caldeira	$\dot{E}_{46} - \dot{E}_{45}$	$\dot{E}_{43} - \dot{E}_{42}$
Turbina	$\dot{E}_{50} - \dot{E}_{47}$	$\dot{E}_{48} + \dot{E}_{49}; \dot{E}_{48} = \dot{W}_{l\acute{f}q,turb}$
Câmara de combustão	$\dot{E}_{52} + \dot{E}_{51}$	\dot{E}_{50}
Compressor	$\dot{E}_{49}; \dot{E}_{49} = \dot{W}_{comp}$	$\dot{E}_{52} - \dot{E}_{53}$
Tubulação de suprimento	\dot{E}_{55}	$\dot{E}_{56} + \dot{E}_{58}$
Tubulação de retorno	$\dot{E}_{57} + \dot{E}_{58}$	\dot{E}_{54}
Bombas primárias	O trabalho da bomba é considerado desprezível	$\dot{E}_{59} - \dot{E}_{32} = 0$

Na análise exergética de cada componente, as perdas de exergia (\dot{E}_L) associadas a um fluxo material não devem ser incluídas como tal na equação 3.75. Apenas na avaliação da eficiência do sistema completo este termo deve ser incorporado (BEJAN *et al.*, 1996).

Considerando o dia do mês como representativo de todos os dias deste período (repetindo-o trinta vezes em cada mês), expõe-se, na sequência, a destruição total anual de exergia de cada componente, supondo o funcionamento do resfriamento distrital de nove horas da manhã às onze horas da noite. Deve-se notar anteriormente, que para os constituintes dos *chillers* multiplica-se suas irreversibilidades pela quantidade de resfriadores de líquido em operação.

Tabela 3.3 – Destruições de exergia

Volume de controle	Destruição de exergia anual (E_D) [GJ]
Bomba da solução 1	38
Bomba da solução 2	169
Gerador 1 / Condensador 2	7814
Gerador 2 (parte 2)	25559
Absorvedor	44657
Condensador 1	32825
Evaporador	10563
Trocador de calor 1	14155
Trocador de calor 2	10076
Gerador 2 (parte 1)	1612
Restritor do refrigerante 1	5747
Restritor do refrigerante 2	2518
Expansão da mistura 1	0
Expansão da mistura 2	1608
Mistura da solução 1	1134
Mistura da solução 2	706
Torre de resfriamento	2779309
Evaporador da caldeira	194659
Economizador da caldeira	9100
Turbina	102968
Câmara de combustão	853317
Compressor	122421
Tubulação de suprimento	0
Tubulação de retorno	1614
Bombas primárias	0

Ilustra-se os valores com os gráficos a seguir (Figura 3.53).

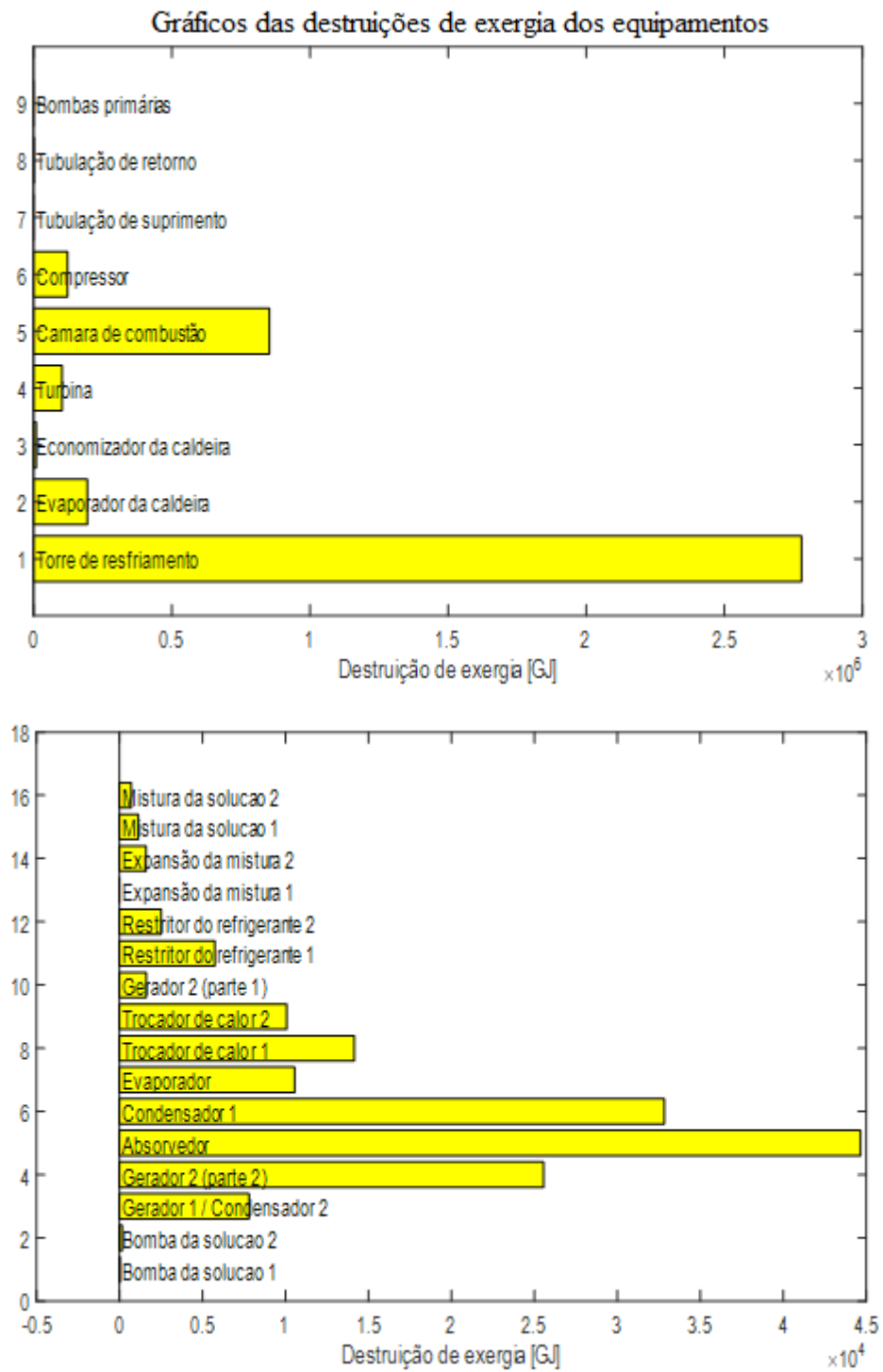


Figura 3.53 – Destruições de exergia dos equipamentos

Outro critério de performance, além da destruição de exergia, é útil aos juízos seguintes: a eficiência exergética, a razão entre as exergias do produto e do insumo.

Tabela 3.4 – Média das eficiências exergéticas ao longo do ano

Volume de controle	Média das eficiências exergéticas $\left(\eta_{\text{exergética}} = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} \right)$
Bomba da solução 1	0,03
Bomba da solução 2	0,17
Gerador 1 / Condensador 2	0,92
Gerador 2 (parte 2)	0,89
Absorvedor	0,35
Condensador 1	0,25
Evaporador	0,84
Trocador de calor 1	0,82
Trocador de calor 2	0,84
Gerador 2 (parte 1)	0,94
Restritor do refrigerante 1	0,75 (Não se aplica)
Restritor do refrigerante 2	0,86 (Não se aplica)
Expansão da mistura 1	1,00 (Não se aplica)
Expansão da mistura 2	1,00 (Não se aplica)
Mistura da solução 1	1,00
Mistura da solução 2	1,00
Torre de resfriamento	0,61 (Não se aplica)
Evaporador da caldeira	0,63
Economizador da caldeira	0,81
Turbina	0,95
Câmara de combustão	0,76
Compressor	0,90
Tubulação de suprimento	1,00 (Não se aplica)
Tubulação de retorno	1,00 (Não se aplica)
Bombas primárias	Não se aplica (indeterminação)

As eficiências dos componentes puramente dissipativos não se aplicam, pois, neste caso, não há definição rigorosa de produto e insumo. O critério adotado anteriormente, teve apenas a conveniência como motivação.

Com a teoria da análise exergética já elucidada e as irreversibilidades para cada equipamento determinadas, almeja-se contrastá-las com uma estimativa de destruição de exergia para a rede de distribuição de água gelada, a fim de validar a suposição feita inicialmente de insignificância de sua magnitude frente as demais medidas, posicionando-a em um *ranking* de maiores depreciações.

Esta aproximação é fundamental ao desacoplamento entre os cálculos da rede de distribuição de água gelada e a necessidade de um detalhamento na configuração da rede hidráulica para o conhecimento dos perfis de pressão, conferindo generalidade aos resultados e tornando o presente trabalho uma ferramenta possível de ser aplicada em fases preliminares de projeto.

Computa-se a diferença de pressão entre início e fim da tubulação de fornecimento do meio de resfriamento, para cada intervalo de hora do dia, a partir da seguinte formulação:

$$\Delta P_{\text{fornecimento}} = \frac{8\rho f_{\text{sec}} L_{\text{fornecimento}} \left(\frac{\dot{V}_{\text{sec}}}{4} \right)^2}{\pi^2 D_{\text{sec}}^5} \quad (3.76)$$

onde “ f_{sec} ” é o fator de atrito da rede de distribuição, $L_{\text{fornecimento}}$ é o comprimento de tubulação de suprimento entre o seu início e o usuário localizado no terminal mais distante e D_{sec} é o diâmetro da tubulação em questão. Nota-se, pelos termos $L_{\text{fornecimento}}$ e D_{sec} presentes na fórmula, a necessidade de estabelecer um croqui básico da rede, destinando-se à dedução do ponto mais longínquo da rede e de sua de secção transversal.

Algumas diretrizes são assentadas sob este fim: objetivando a minimização dos custos da tubulação por unidade de comprimento, situa-se a central do resfriamento distrital no centro do empreendimento comercial, dividindo a rede em quatro ramificações, atendendo grupos quase idênticos de demandas dispostos a leste, a oeste, a norte e a sul dos equipamentos de cogeração, formando uma configuração em cruz. Desta forma, a vazão secundária de cada extensão é presumida igualmente partilhada por elas, justificando o denominador presente abaixo da vazão secundária na equação 3.76. Com uma velocidade econômica de cerca de 2,5m/s, infere-se o diâmetro D_{sec} , atendendo o fluxo fracionado, medindo 25in.

Agora, levando em conta a quantidade e as dimensões de cada prédio do centro comercial, pormenorizados devido ao cálculo da carga térmica, é possível desenhar um esboço simples de toda a rede para, então, depreender $L_{\text{fornecimento}}$, bem como o comprimento total da distribuição, vital à aferição do preço de aquisição deste componente.

Pela Figura 3.54, contabilizou-se $L_{\text{fornecimento}}$, medindo 1040m. O fator de atrito é determinado pela equação 3.21, considerando a rugosidade da tubulação de PVC igual a 0,00015 mm e avaliando o número de Reynolds à velocidade resultante da razão entre um quarto da vazão secundária total e a área da seção transversal.

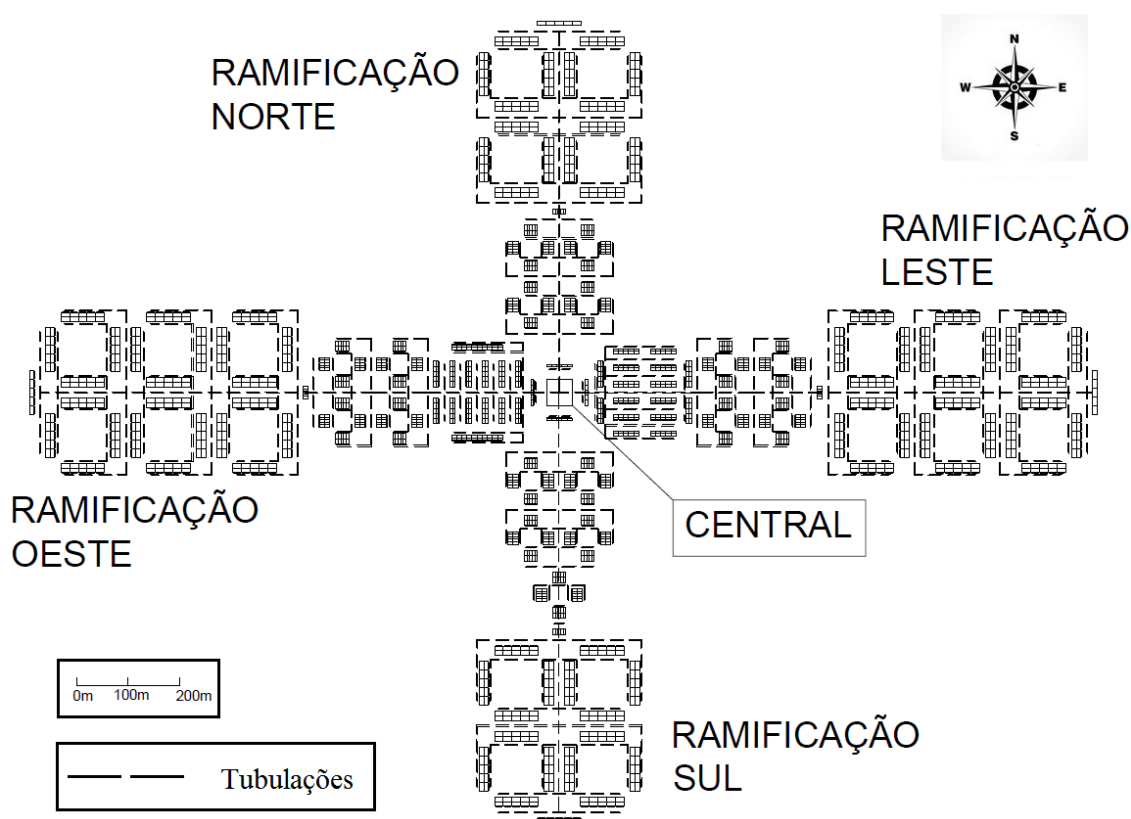


Figura 3.54 – Croqui do arranjo das tubulações

Determina-se a pressão inicial do escoamento, como 200kPa e sua temperatura a 6,7°C. Por toda a extensão, assume-se perfil de temperatura constante (6,7°C) e pressão final igual a diferença entre seu valor de partida e $\Delta P_{\text{fornecimento}}$. Outra simplificação, determina vazão constante através de todo o percurso $\left(\frac{\dot{V}_{\text{sec}}}{4}\right)$, resultando em magnitudes acima do caso real por segurança. Pesa-se a destruição de exergia de cada período, como o somatório das diferenças entre entalpias e entropias multiplicadas pela vazão mássica

secundária total, ao aplicar o balanço de exergia ao volume de controle descrito. Mensura-se, então:

$$E_{D_{\text{fornecimento}}} = 2072 \text{ GJ}$$

Este valor equivale apenas à décima sexta maior destruição anual, galgando apenas uma posição, ao associá-lo com a perda mecânica da tubulação de retorno, estimada como idêntica à perda da tubulação de suprimento. Por tanto, tendo em vista a superioridade das vantagens deste procedimento em relação aos seus custos (erros associados), pode-se julgá-lo apropriado.

3.7. ANÁLISE EXERGoeCONÔMICA

Progride-se a análise, considerando a avaliação exergoeconômica, utilizando o método de custeio em base exergética do custo médio (TSATSARONIS, PISA, 1994, BEJAN *et al.*, 1996, OLIVEIRA, 2013) combinado às exergias física e química. A análise de custo objetiva determinar os custos dos produtos e das irreversibilidades geradas em processos de transformação energética. Para este fim, aplica-se um critério de partição de custos dependente do conteúdo exergético de cada fluxo de energia do processo estudado.

Nesta abordagem, investiga-se os processos de formação de custos, avaliando os produtos por seu valor exergético e por suas irreversibilidades. Na modelagem de sistemas energéticos, a análise exergoeconômica agrega apenas dois conjuntos de equações: o balanço de custos e o critério de partição de custos baseado na exergia. Apresenta-se a modelagem sem a cisão da exergia total de uma corrente entre exergia química e exergia física. Para um componente operando em regime permanente há o seguinte balanço de taxas de custo.

$$\dot{C}_P = \dot{C}_F - \dot{C}_L + \dot{Z}^{CI} + \dot{Z}^{OM} \quad (3.77)$$

\dot{C}_P e \dot{C}_F são as taxas de custo associadas respectivamente ao produto e ao insumo (suprimento). Suas expressões para cada componente são obtidas, simplesmente, substituindo as taxas de exergia, das equações de definição das taxas de exergia do produto e do insumo, pela taxa de custo. \dot{C}_L é a taxa de custo da perda de exergia (rejeição de exergia de um componente para o seu meio circundante). \dot{Z}^{CI} e \dot{Z}^{OM} são respectivamente as taxas de custo associadas ao investimento de capital e à operação e manutenção do equipamento.

Verifica-se, que todos os termos da expressão são custos nivelados e aferidos em dólar (considerando, que U\$ 1,00 = R\$ 3,60). Rearranjando a fórmula, alcança-se uma nova equação.

$$\sum_e \dot{C}_e + \dot{C}_{\text{work}} = \dot{C}_q + \sum_i \dot{C}_i + \dot{Z} \quad (3.78)$$

onde:

$$\dot{Z} = \dot{Z}^{\text{CI}} + \dot{Z}^{\text{OM}} \quad (3.79)$$

$\sum_e \dot{C}_e$ representa a soma das taxas de custo das correntes de entrada. $\sum_i \dot{C}_i$ é a soma das taxas de custo das correntes de saída. \dot{C}_{work} e \dot{C}_q são respectivamente as taxas de custo associadas ao fluxo de trabalho e calor através do volume de controle, que engloba o equipamento. Como observado previamente, cada um destes custos relaciona-se com a sua taxa de exergia.

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i \quad (3.80)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e \quad (3.81)$$

$$\dot{C}_{\text{work}} = c_{\text{work}} \dot{E}_{\text{work}} \quad (3.82)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (3.83)$$

Os c 's são os custos médios por unidade de exergia. Custos médios adicionais podem ser derivados do balanço de custo, envolvendo produtos e combustíveis.

$$c_F = \frac{\dot{C}_F}{\dot{E}_F} \quad (3.84)$$

$$c_P = \frac{\dot{C}_P}{\dot{E}_P} \quad (3.85)$$

Quando a definição de produto de um componente envolve mais de uma corrente evadindo o equipamento, ao menos uma equação auxiliar ligada a esse produto (critério de partição de custos) deve ser formulada.

Os métodos de partição (GAGGLIOLI, WEPFER, 1980 apud PELLEGRINI, 2009) diferenciam-se pelos critérios de partição de custos utilizados e propõe-se a reduzir as arbitrariedades frequentemente encontradas nestas determinações. Seguem dois métodos simples e eficazes nesta tarefa (OLIVEIRA, 2013, KOTAS, 1985).

Método da igualdade

Neste método supõe-se, que o componente estudado deve suprir todas as demandas exergéticas e, por isso, todos os produtos possuem o mesmo custo médio exergético.

Método da extração

Neste método supõe-se, que o componente estudado possua apenas uma função e o produto deste encargo sustenta os custos operacionais, de manutenção e de capital. Esta técnica decorre, facilmente, das definições de produto e combustível presentes na análise exergética.

Outro método reconhecido e integrante, junto com as técnicas citadas, dos métodos de custeio em base exergética, denomina-se método de custeio específico (TSATSARONIS; PISA, 1994). Ele é baseado no registro dos custos, aos quais as adições de exergia a uma corrente ocorrem. Então, o custo de remoção de exergia de uma corrente é calculado através dos custos, aos quais a exergia foi previamente adicionada. Por fim, este valor é atribuído ao produto do processo.

Seguem diretrizes para a criação das relações adicionais utilizadas (BEJAN *et al.*, 1996).

- Quando a definição de produto para um componente envolve uma única corrente de saída, o custo unitário desta corrente é calculado do balanço de custo. As relações auxiliares são formuladas para as correntes de saída, que são usadas na definição do insumo ou (raramente) na definição de perda de exergia associada com o componente considerado.
- Quando a definição de produto para um componente envolve n correntes de saída, $n-1$ equações auxiliares, relacionando estas correntes do produto, devem ser formuladas. Ausentes informações sobre o processo de produção das n correntes, pode-se assumir, que cada unidade de exergia é fornecida à corrente do produto a mesmo custo unitário.
- Quando a definição de insumo para um componente envolve a diferença entre os estados de entrada e saída da mesma corrente, o custo médio por unidade de exergia permanece constante para esta corrente. Este custo altera apenas, quando exergia é fornecida à corrente (o que a caracterizaria como parte da definição de produto).

Aplicando este princípio componente a componente da planta de cogeração (incluindo o ciclo de refrigeração) e da rede de distribuição de água gelada, expõe-se as equações auxiliares (quando forem requeridas), utilizando como parâmetro as numerações e identificações das Figuras 3.43, 3.44, 3.48 e 3.52.

Tabela 3.5 – Equações auxiliares ao balanço de custos

Volume de controle	Equações auxiliares
Bomba da solução 1	$c_{34} = c_{48} \quad (3.86)$ $\dot{C}_{36} = 0 \quad (3.87)$
Bomba da solução 2	$c_{35} = c_{48} \quad (3.88)$ $\dot{C}_{37} = 0 \quad (3.89)$
Gerador 1 / Condensador 2	$\frac{\dot{C}_{11}-\dot{C}_3}{\dot{E}_{11}-\dot{E}_3} = \frac{\dot{C}_7-\dot{C}_3}{\dot{E}_7-\dot{E}_3} \quad (3.90)$ $\frac{\dot{C}_4-\dot{C}_3}{\dot{E}_4-\dot{E}_3} = \frac{\dot{C}_7-\dot{C}_3}{\dot{E}_7-\dot{E}_3} \quad (3.91)$ $c_{18} = c_{17} \quad (3.92)$
Gerador 2 (parte 2)	$\frac{\dot{C}_{17}-\dot{C}_{23}}{\dot{E}_{17}-\dot{E}_{23}} = \frac{\dot{C}_{14}-\dot{C}_{23}}{\dot{E}_{14}-\dot{E}_{23}} \quad (3.93)$ $c_{24} = c_{25} \quad (3.94)$
Absorvedor	$\frac{\dot{C}_6+\dot{C}_{10}}{\dot{E}_6+\dot{E}_{10}} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{E}_1} \quad (3.95)$
Condensador 1	$\frac{\dot{C}_{19}+\dot{C}_7}{\dot{E}_{19}+\dot{E}_7} = \frac{\dot{C}_8}{\dot{E}_8} \quad (3.96)$
Evaporador	$c_9 = c_{10} \quad (3.97)$
Trocador de calor 1	$c_{20} = c_5 \quad (3.98)$
Trocador de calor 2	$c_{14} = c_{15} \quad (3.99)$
Gerador 2 (parte 1)	$c_{26} = c_{25} \quad (3.100)$
Restritor do refrigerante 1	---
Restritor do refrigerante 2	---
Expansão da mistura 1	---
Expansão da mistura 2	---
Mistura da solução 1	---
Mistura da solução 2	---
Torre de resfriamento	$c_{40} = c_{38} \quad (3.101)$
Evaporador da caldeira	$c_{47} = c_{46} \quad (3.102)$
Economizador da caldeira	$c_{46} = c_{45} \quad (3.103)$
Turbina	$c_{47} = c_{50} \quad (3.104)$ $c_{48} = c_{49} \quad (3.105)$
Câmara de combustão	$c_{51} = c_{CH_4} \quad (3.106)$
Compressor	$c_{53} = 0 \quad (3.107)$
Tubulação de suprimento	$c_{55} = c_{58} \quad (3.108)$
Tubulação de retorno	$c_{56} = c_{57} \quad (3.109)$
Bombas primárias	---

Algumas decisões acerca das fórmulas precedentes devem ser justificadas por basearem-se em fundamentos ainda não explicitados. As equações 3.87 e 3.89 referem-se a dissipação de energia das bombas de solução em forma de calor e, portanto, considerou-se valor agregado nulo a estes fluxos correlacionados. Estas identidades são expressas em função das taxas custo (ao invés de utilizar os custos específicos), pois ambas as exergias associadas, são supostas nulas, por referirem a trocas térmicas a temperatura ambiente (ou seja, colocá-las no denominador, resultaria numa indeterminação).

Para estas mesmas máquinas, iguala-se o preço específico do trabalho exigido por elas ao custo da eletricidade gerada pela turbina, impondo o atendimento a esta carga pela expansão dos gases de exaustão da câmara de combustão. As equações 3.101 e 3.107 relacionam-se com a admissão de ar atmosférico na torre de resfriamento e no compressor respectivamente. Desta forma, atribui-se custo específico zero a estas correntes.

As equações relativas à tubulação de suprimento (3.108) e à tubulação de retorno (3.109) são contribuições sem antecedentes encontrados na literatura científica de resfriamento distrital. Igualar-se o custo específico da vazão do *bypass* (58) ao custo específico da vazão primária, penetrando o volume de controle (55), julgando a insignificância de agregação de valor realizada pela segmentação do fluxo em secundário e desviado, pois não apenas suas exergias equiparam-se, como também o propósito da tubulação de fornecimento de água gelada (de transporte do fluido dos equipamentos de cogeração ao terminal do usuário) não foi cumprido.

A coincidência entre os custos por unidade de exergia das correntes decorrem do último critério citado por BEJAN *et al.* (1996), concebendo um volume de controle fictício (não incluso em qualquer análise subsequente), englobando o terminal do usuário e designando o produto deste trocador de calor como a diferença entre os estados do ar ao atravessá-lo. Consequentemente, estipula-se a diferença entre os estados (57) e (56) como o insumo, uniformizando o perfil do custo médio por unidade de exergia para este fluxo material.

O custo específico do gás metano (c_{CH_4}), presente na equação 3.106 determina-se a partir da estrutura tarifária da CEG RIO para sistemas de cogeração (para uma faixa de consumo acima de 1500000m³/mês) e da sua variação no tempo, devido aos juros, à inflação e alterações de demanda, oferta e avanços tecnológicos. Origina-se sua apreciação pelo consumo anual de gás metano da planta em m³/mês, para posicionar seu custo na faixa tarifária cabível.

Multiplica-se, então, a vazão mássica de metano (\dot{m}_{51}) por seu volume específico ($v_{CH_4}=1,52\text{m}^3/\text{kg}$) e seu tempo de operação mensal em segundos, numa carga horária diária de nove horas da manhã às onze horas da noite, totalizando $5718401\text{m}^3/\text{mês}$ e qualificando a despesa como pertencente à parcela mais dispendiosa (R\$ 1,6769/ m^3).

O custo exposto na formulação, assim como todos os custos do balanço financeiro (\dot{C} 's e \dot{Z} 's), é decorrente da conversão de uma importância mutável no tempo, em parcelas iguais, posteriormente partilhadas equitativamente por cada segundo, concernente ao intervalo de hora de operação investigado. Para o custo do combustível:

$$\text{custo anual nivelado} = \text{custo anual inicial} \cdot \left[\frac{i(1+i)^{LC}}{(1+i)^{LC}-1} \right] \left[\frac{k(1-k^{LC})}{1-k} \right] \quad (3.110)$$

onde:

$$k = \frac{1+r}{1+i} \quad (3.111)$$

Sendo o custo anual nivelado, a fração anual de pagamento constante (anuidade), o custo anual inicial (no caso do metano trata-se do produto entre o custo mensal em dólar multiplicado pelos doze meses do ano), a primeira cota alusiva ao primeiro ano de um período de “LC” anos do ciclo de vida da planta (tipicamente, para o resfriamento distrital, 25 anos, segundo ASHRAE (2013^a)), “i” a taxa de juros anuais ($i=0,1$) e r_n a taxa de aumento de preço anual do produto ($r=0,06$, valor usual em BEJAN *et al.* (1996)).

O primeiro termo em colchetes à direita da identidade é reconhecido como o fator de recuperação de capital, por tratar-se da restituição financeira ao investidor do projeto e transforma o custo de aquisição total do bem, em partes anuais constantes. O segundo termo entre colchetes é, quando multiplicado ao custo anual inicial, o somatório de montantes progressivamente incrementados (custo de aquisição total do bem). Calculada a anuidade, divide-a pelos segundos de funcionamento da central de cogeração e pela exergia presente na corrente (51), a fim de obter seu custo específico por unidade de exergia.

$$c_{CH_4} = \frac{[(\dot{m}_{51}v_{CH_4}\tau 3600)c_{GN}] \left[\frac{i(1+i)^{LC}}{(1+i)^{LC}-1} \right] \left[\frac{k(1-k^{LC})}{1-k} \right]}{\tau 3600 \dot{E}_{51}} \quad (3.112)$$

$$= \$2,2525 \cdot 10^{-5} / \text{kJ}$$

onde o primeiro termo entre colchetes indica o custo anual inicial do combustível, composto pela carga horária de funcionamento da central ($\tau=5040\text{h}$), pelo consumo anual em m^3 (termo entre parênteses, igual a 68620811m^3) e pelo preço em dólar de acordo com

a regra tarifária da CEG RIO ($c_{GN}=\$0,4658/\text{m}^3$) e com uma conversão de U\$ 1,00 igual a R\$ 3,60. O denominador refere-se à destruição de exergia anual em kJ.

Agregadas às equações auxiliares exibidas, estão identidades necessárias a total especificação dos preços, por significarem a relação entre custos nas separações e junções do sistema. Há, por exemplo, no *chiller* a bifurcação da corrente (12), nas correntes (21) e (27), de mesmo estado. As equações a seguir simbolizam, por tanto, a equivalência em valor agregado destes fluxos.

$$c_{21} = c_{27} \quad (3.113)$$

$$c_{21} = c_{12} \quad (3.114)$$

Analogamente, expressa-se o encontro entre o retorno da água líquida quente, vinda do seu aproveitamento nos resfriadores de líquido, e a vazão complementar a ela, proveniente de atividades adicionais ao resfriamento, bem como a divergência entre as mesmas, ao evadirem do evaporador da caldeira.

$$c_{26} = c_{42} \quad (3.115)$$

$$c_{24} = c_{44} \quad (3.116)$$

A ramificação da água resfriada pela torre (38) para arrefecer os *chillers* e sua consecutiva segmentação em correntes do condensador 1 (30) e do absorvedor (28), conectam-se economicamente da seguinte forma:

$$\dot{C}_{38} = N_{\text{chiller}}(\dot{C}_{28} + \dot{C}_{30}) \quad (3.117)$$

$$c_{28} = c_{30} \quad (3.118)$$

De modo igual, representa-se a confluência entre correntes de água a serem resfriadas pela torre.

$$\dot{C}_{39} = N_{\text{chiller}}(\dot{C}_{29} + \dot{C}_{31}) \quad (3.119)$$

A finalização destas descrições é alcançada, apresentando o vínculo entre os custos das correntes envolvidas no suprimento das demandas do usuário.

$$\dot{C}_{54} = N_{\text{chiller}}\dot{C}_{32} \quad (3.120)$$

$$\dot{C}_{55} = N_{\text{chiller}}\dot{C}_{33} \quad (3.121)$$

Carece-se, ainda, da definição de \dot{Z} de um equipamento para completar a interpretação do balanço de custos.

$$\dot{Z} = \frac{\left[\frac{i(1+i)^{LC}}{(1+i)^{LC} - 1} \right] TCI}{3600\tau} \quad (3.122)$$

sendo o termo entre colchetes o fator de recuperação de capital, τ o número de horas, que um sistema opera em um ano (no caso, a carga diária é de nove horas da manhã as onze horas da noite) e TCI o investimento de capital total.

A composição deste investimento compreende: os custos de carregamento (incluem o retorno sobre o patrimônio líquido, retorno sobre a dívida, imposto de renda, depreciação, outros impostos e seguros), os custos de operação e manutenção, divididos entre custos fixos e variáveis.

Os custos fixos são compostos por mão-de-obra operacional, mão-de-obra de manutenção, materiais de manutenção, despesas gerais, administração e apoio de pesquisa e desenvolvimento. Os custos de operação variáveis dependem do fator de carga anual médio do sistema. O cálculo desta variedade de termos adicionais ao custo de aquisição do equipamento (PEC), presume-se impeditiva a primeira vista.

No entanto, ela é simplificada e resumida por BEJAN *et al.* (1996), através de um fator multiplicativo (β), agregador de todos estes dispêndios acessórios, aproximando-os como percentagens típicas sobre o valor de compra da máquina. Ou seja, ao multiplicar esta grandeza pelo custo de aquisição do equipamento, adquire-se seu investimento de capital total.

$$TCI = \beta \cdot PEC \quad (3.123)$$

Para um sistema a ser implementado, como é a questão tratada, assume-se β igual a 6,32. Seguidamente, o produto desta expressão é convertido em anuidade pelo fator de recuperação de capital e repartido entre os intervalos de operação do resfriamento distrital em segundos, faltando apenas a estimativa do custo de aquisição do equipamento à conclusão da análise. Apresenta-se em sequência os modelos de cômputo desta medida (Tabela 3.6).

Tabela 3.6 – Custos de aquisição dos equipamentos

Equipamento	Custo de aquisição do equipamento em U\$ (PEC)
Bomba da solução 1	$PEC_{pmp1} = 308,9 \max(\dot{E}_{34})^{0,45} \quad (3.124)$
Bomba da solução 2	$PEC_{pmp2} = 308,9 \max(\dot{E}_{35})^{0,45} \quad (3.125)$
Gerador 1 / Condensador 2	$PEC_{ger1} = 0,322(30 + 0,75A_{ger1}^{0,8}) \quad (3.126)$ $A_{ger1} = \frac{UA_{ger1}}{U_{ger1}} \quad (3.127)$ $U_{ger1} = 0,5 \frac{kW}{K}$
Gerador 2 (parte 2)	$PEC_{ger2,parte2} = 0,322(30 + 0,75A_{ger2,parte2}^{0,8}) \quad (3.128)$ $A_{ger2,parte2} = \frac{UA_{ger2,parte2}}{U_{ger2,parte2}} \quad (3.129)$ $U_{ger2,parte2} = 0,5 \text{ kW/K}$
Absorvedor	$PEC_{abs} = 0,322(30 + 0,75A_{abs}^{0,8}) \quad (3.130)$ $A_{abs} = \frac{UA_{abs}}{U_{abs}} \quad (3.131)$ $U_{abs} = 0,5 \text{ kW/K}$
Condensador 1	$PEC_{cond1} = 0,322(30 + 0,75A_{cond1}^{0,8}) \quad (3.132)$ $A_{cond1} = \frac{UA_{cond1}}{U_{cond1}} \quad (3.133)$ $UA_{cond1} = \frac{\dot{Q}_{cond1}}{\frac{[t_8 - (\frac{t_{30} + t_{31}}{2})] - (t_8 - t_{31})}{\ln \frac{t_8 - (\frac{t_{30} + t_{31}}{2})}{t_8 - t_{31}}}} \quad (3.134)$ $U_{cond1} = 0,5 \text{ kW/K}$

Evaporador	$PEC_{\text{evap}} = 0,322(30 + 0,75A_{\text{evap}}^{0,8}) \quad (3.135)$ $A_{\text{evap}} = \frac{UA_{\text{evap}}}{U_{\text{evap}}} \quad (3.136)$ $U_{\text{evap}} = 0,5 \text{ kW/K}$
Trocador de calor 1	$PEC_{\text{trocador1}} = 0,322(30 + 0,75A_{\text{trocador1}}^{0,8}) \quad (3.137)$ $A_{\text{trocador1}} = \frac{UA_{\text{trocador1}}}{U_{\text{trocador1}}} \quad (3.138)$ $U_{\text{trocador1}} = 0,5 \text{ kW/K}$
Trocador de calor 2	$PEC_{\text{trocador2}} = 0,322(30 + 0,75A_{\text{trocador2}}^{0,8}) \quad (3.139)$ $A_{\text{trocador2}} = \frac{UA_{\text{trocador2}}}{U_{\text{trocador2}}} \quad (3.140)$ $U_{\text{trocador2}} = 0,5 \text{ kW/K}$
Gerador 2 (parte 1)	$PEC_{\text{ger2,parte1}} = 0,322(30 + 0,75A_{\text{ger2,parte2}}^{0,8}) \quad (3.141)$ $A_{\text{ger2,parte2}} = \frac{UA_{\text{ger2,parte2}}}{U_{\text{ger2,parte2}}} \quad (3.142)$ $U_{\text{ger2,parte2}} = 0,5 \text{ kW/K}$
Restritor do refrigerante 1	$PEC_{\text{restritor1}} = 0$
Restritor do refrigerante 2	$PEC_{\text{restritor2}} = 0$
Expansão da mistura 1	$PEC_{\text{expansao,mist1}} = 0$
Expansão da mistura 2	$PEC_{\text{expansao,mist2}} = 0$
Mistura da solução 1	$PEC_{\text{mistura1}} = 0$

Mistura da solução 2	$PEC_{mistura2} = 0$
Torre de resfriamento	$PEC_{torre} = 3950,9\dot{m}_{38}^{0,58729}10^a \quad (3.143)$ $a = 0,0032091(t_{38} - t_{bu,41})(t_{39} - t_{38}) + 0,043654(t_{39} - t_{38}) - 0,1026 \quad (3.144)$
Evaporador da caldeira	$PEC_{evap,caldeira} = [6570(UA_{evap,caldeira}^{0,8} + UA_{econ}^{0,8}) + 21276\dot{m}_{44} + 1184,4\dot{m}_{47}^{1,2}] \frac{\dot{Q}_{evap,caldeira}}{\dot{Q}_{caldeira}} \quad (3.145)$ $UA_{evap,caldeira} = \frac{\dot{Q}_{evap,caldeira}}{\frac{(t_{46}-t_{43})-(t_{47}-t_{44})}{\ln \frac{t_{46}-t_{43}}{t_{47}-t_{44}}}} \quad (3.146)$ $UA_{econ} = \frac{\dot{Q}_{econ}}{\frac{(t_{46}-t_{43})-(t_{45}-t_{42})}{\ln \frac{t_{46}-t_{43}}{t_{45}-t_{42}}}} \quad (3.147)$
Economizador da caldeira	$PEC_{econ} = [6570(UA_{evap,caldeira}^{0,8} + UA_{econ}^{0,8}) + 21276\dot{m}_{44} + 1184,4\dot{m}_{47}^{1,2}] \frac{\dot{Q}_{econ}}{\dot{Q}_{caldeira}} \quad (3.148)$
Turbina	$PEC_{turb} = \left(\frac{479,34\dot{m}_{47}}{0,92-\eta_{turb}} \right) \log \frac{P_{50}}{P_{47}} (1 + \exp[0,036(t_{50} + 273,15) - 54,4]) \quad (3.149)$ $\eta_{turb} = \frac{t_{50}-t_{47}}{t_{50}-t_{47,s}} \quad (3.150)$ $t_{47,s} = \left(\frac{P_{47}}{P_{50}} \right)^{\frac{c_{pAR}-c_{vAR}}{c_{pAR}}} (t_{50} + 273,15) - 273,15 \quad (3.151)$
Câmara de combustão	$PEC_{combustor} = \left(\frac{46,08\dot{m}_{52}}{0,995-0,95} \right) (1 + \exp[0,018(t_{50} + 273,15) - 26,4]) \quad (3.152)$

Compressor	$PEC_{comp} = \left(\frac{71,1\dot{m}_{53}}{0,9-\eta_{comp}} \right) \frac{P_{52}}{P_{53}} \log \frac{P_{52}}{P_{53}} \quad (3.153)$
Tubulação de suprimento	$PEC_{tub,sup} = \left(\frac{PEC_{PVC,sup}}{L_{total}} \cdot \frac{PEC_{isol,sup}}{L_{total}} \right) L_{total} \quad (3.154)$ $L_{total} = L_{oeste} + L_{leste} + L_{sul} + L_{norte} = 26520m \quad (3.155)$ $\frac{PEC_{PVC,sup}}{L_{total}} = U\$260,00/m$ $\frac{PEC_{isol,sup}}{L_{total}} = U\$144,00/m$
Tubulação de retorno	$PEC_{tub,sup} = PEC_{tub,ret} \quad (3.156)$
Bombas primárias	$PEC_{bomba,pri} = 308,9 [\max(\dot{W}_{bomba,pri})]^{0,25} \quad (3.157)$ $\dot{W}_{bomba,pri} = \frac{\Delta P_{bomba,pri}}{\eta_{bomba,pri} \rho_{H_2O}} \quad (3.158)$ $\eta_{bomba,pri} = 0,7$

Inicia-se a explanação, ressaltando, que os custos de aquisição nulos referem-se a partes do *chiller* tão significantes economicamente, quanto as suas tubulações desprezadas em análises exergoeconômicas, tratando-se, por vezes, de restrições físicas ao escoamento pertencentes a carcaças de equipamentos já relevados na análise, como é o caso da divisória entre o gerador 1 e o condensador 1, causadora da expansão do refrigerante.

As equações 3.126, 3.128, 3.130, 3.132, 1.135, 3.137, 3.139 e 3.141 reportam às equações existentes em ANVARI *et al.* (2017), cuja igualdade entre coeficientes globais de troca de calor para todos os trocadores de calor do *chiller* de absorção foi tomada como uma abordagem adequada aos cálculos de seus preços. Todas as diferenças de temperatura médias logarítmicas nestas formulações foram obtidas por ASHRAE (2013b) e suas taxas de calor trocado foram aferidas durante período de carga máxima do sistema.

As propriedades e a vazão expostas na equação 3.143 para torre de resfriamento (IFAEI *et al.*, 2016) são, semelhantemente, apuradas no mesmo intervalo de tempo. As taxas máximas de trabalho são empregadas nas equações 3.124, 3.125 e 3.158 referentes às bombas (IFAEI *et al.*, 2016). Destaca-se, que a suposta vanidade termodinâmica das bombas primárias, não replica-se, portanto, no balanço de custo. Para a turbina, a câmara de combustão e os constituintes da caldeira, os modelos de BEJAN *et al.* (1996) foram aplicados.

Ressalva-se, porém, uma modificação realizada na identidade original de custo total da caldeira, fragmentando este valor pelos seus dois componentes (evaporador e economizador), através de fatores multiplicativos equivalentes as suas respectivas frações de troca térmica em relação a troca térmica total na caldeira. Encerrando esta etapa com o cálculo do custo da rede de distribuição de água gelada, alude-se à Figura 3.54 para extrair o comprimento total de tubulação do resfriamento distrital. Os custos de aquisição da tubulação e de seu isolamento por metro são derivados de ASHRAE (2013a) para uma tubulação de PVC de 25in de diâmetro. Impõe-se uniformidade entre os custos de aquisição da tubulação de retorno e da tubulação de suprimento, supondo igualdade entre suas dimensões.

Com a completa elucidação do conjunto de equações lineares formado pelos balanços de custo individuais dos equipamentos e pelas equações auxiliares, obtém-se os custos, resolvendo o seguinte sistema no algoritmo implementado no MATLAB®.

$$[A] \begin{bmatrix} \dot{C}_1 \\ \vdots \\ \dot{C}_{\text{Num}_{\text{fluxos}}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{Z}_1 \\ \vdots \\ -\dot{Z}_{\text{Num}_{\text{equip}}} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.159)$$

onde $[A]$ é a matriz $\text{Num}_{\text{fluxos}} \times \text{Num}_{\text{fluxos}}$ de coeficientes, que, multiplicados às taxas de custos formam os balanços econômicos de cada componente e as equações auxiliares, $\text{Num}_{\text{fluxos}}$ (50 no total) é o agrupamento de fluxos materiais e imateriais numerados de acordo com as ilustrações anteriores e $\text{Num}_{\text{equip}}$ é o montante de equipamentos avaliados (25 no total).

A primeira matriz do lado esquerdo da expressão organiza-se de tal forma a conter dois blocos: um, de dimensão $\text{Num}_{\text{fluxos}} \times \text{Num}_{\text{fluxos}}$, preenchendo toda a região superior, denominado matriz de incidência, cujos coeficientes sintetizam-se entre 0, 1 e -1. Cada linha representa o balanço de custos de um único constituinte do sistema, disposto

conforme suas respectiva posição na Tabela 3.6 (o balanço relativo à primeira linha alude à bomba da solução e o balanço relativo à última linha alude à bomba primária).

O valor do elemento genérico de índice (x,y), interno a este bloco, é nulo, caso a corrente “y” não interaja com o volume de controle, cobrindo o equipamento “x”, é 1, caso o fluxo “y” entre no componente “x” e é -1, caso o fluxo “y” evada o constituinte “x”. O segundo bloco, localizado abaixo, possui coeficientes variados necessários à composição das equações auxiliares. Esta formulação matricial é apresentada por LOZANO, VALERO (1993) e distingue-se por sua agilidade nos cálculos.

Certos custos e parâmetros de performance dos equipamentos, estão implícitos na equação 3.77, mas são primordiais a sua apreciação, sendo o indicador mais central, a taxa de custo de destruição de exergia (\dot{C}_D). Assume-se, que a perda de exergia é suprida, com o fornecimento adicional de insumo ao equipamento. Admite-se, que o custo médio desta compensação permanece constante a variações de irreversibilidade no componente. Estas aproximações não superestimam a punição econômica associada à depreciação da energia. Para o caso estudado obtém-se.

$$\dot{C}_D = c_F \dot{E}_D \quad (3.160)$$

A presença do custo específico do insumo na equação 3.160 evidencia a centralidade da formulação das taxas de custo do insumo e do produto de cada constituinte e, desta forma, exibem-se na sequência.

Tabela 3.7 – Definições de taxas de custo do insumo e do produto

Volume de controle	Taxa de custo do insumo (\dot{C}_F)	Taxa de custo do produto (\dot{C}_P)
Bomba da solução 1	$\dot{C}_{34} - \dot{C}_{36}$	$\dot{C}_2 - \dot{C}_1$
Bomba da solução 2	$\dot{C}_{35} - \dot{C}_{37}$	$\dot{C}_{12} - \dot{C}_{11}$
Gerador 1 / Condensador 2	$\dot{C}_{17} - \dot{C}_{18}$	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{11} + \dot{C}_4 - \dot{C}_3$
Gerador 2 (parte 2)	$\dot{C}_{24} - \dot{C}_{25}$	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{17} - \dot{C}_{23}$
Absorvedor	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{10} - \dot{C}_1$	$\dot{C}_{29} - \dot{C}_{28}$
Condensador 1	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{19} - \dot{C}_8$	$\dot{C}_{31} - \dot{C}_{30}$
Evaporador	$\dot{C}_9 - \dot{C}_{10}$	$\dot{C}_{33} - \dot{C}_{59}$
Trocador de calor 1	$\dot{C}_{20} - \dot{C}_5$	$\dot{C}_3 - \dot{C}_2$
Trocador de calor 2	$\dot{C}_{14} - \dot{C}_{15}$	$\dot{C}_{13} - \dot{C}_{27}$
Gerador 2 (parte 1)	$\dot{C}_{25} - \dot{C}_{26}$	$\dot{C}_{22} - \dot{C}_{21}$
Restritor do refrigerante 1	\dot{C}_8	\dot{C}_9
Restritor do refrigerante 2	\dot{C}_{18}	\dot{C}_{19}
Expansão da mistura 1	\dot{C}_5	\dot{C}_6
Expansão da mistura 2	\dot{C}_{15}	\dot{C}_{16}
Mistura da solução 1	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{16}$	\dot{C}_{20}
Mistura da solução 2	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{22}$	\dot{C}_{23}
Torre de resfriamento	$\dot{C}_{39} + \dot{C}_{41}$	$\dot{C}_{38} + \dot{C}_{40}$
Evaporador da caldeira	$\dot{C}_{47} - \dot{C}_{46}$	$\dot{C}_{44} - \dot{C}_{43}$
Economizador da caldeira	$\dot{C}_{46} - \dot{C}_{45}$	$\dot{C}_{43} - \dot{C}_{42}$
Turbina	$\dot{C}_{50} - \dot{C}_{47}$	$\dot{C}_{48} + \dot{C}_{49}$
Câmara de combustão	$\dot{C}_{52} + \dot{C}_{51}$	\dot{C}_{50}
Compressor	\dot{C}_{49}	$\dot{C}_{52} - \dot{C}_{53}$
Tubulação de suprimento	\dot{C}_{55}	$\dot{C}_{56} + \dot{C}_{58}$
Tubulação de retorno	$\dot{C}_{57} + \dot{C}_{58}$	\dot{C}_{54}
Bombas primárias	O trabalho da bomba é considerado desprezível	$\dot{C}_{59} - \dot{C}_{32}$

Os custos anuais de destruição de exergia restringem-se a equipamentos, cujas definições de insumo e produto guardam coerência com os critérios citados norteadores desta determinação. Logo, componentes puramente dissipativos (tubulações de distribuição, restritores e expansões dos fluidos internos aos resfriadores de líquido e torre de resfriamento) são irrelevantes aos resultados exibidos a seguir.

Tabela 3.8 – Custos anuais das destruições de exergia dos equipamentos

Equipamento	Custo anual de destruição do equipamento em U\$ (C_D)
Bomba da solução 1	193
Bomba da solução 2	0
Gerador 1 / Condensador 2	87353
Gerador 2 (parte 2)	191354
Absorvedor	213565
Condensador 1	387234
Evaporador	165421
Trocador de calor 1	70763
Trocador de calor 2	48472
Gerador 2 (parte 1)	12320
Restritor do refrigerante 1	67409 (não se aplica)
Restritor do refrigerante 2	28145 (não se aplica)
Expansão da mistura 1	0 (não se aplica)
Expansão da mistura 2	7642 (não se aplica)
Mistura da solução 1	6030
Mistura da solução 2	3296
Torre de resfriamento	-14524393 (não se aplica)
Evaporador da caldeira	8228318
Economizador da caldeira	384671
Turbina	4352520
Câmara de combustão	27537314
Compressor	5694889
Tubulação de suprimento	0 (não se aplica)
Tubulação de retorno	753150 (não se aplica)
Bombas primárias	0

Nota-se, a primeira vista, a existência impertinente de um custo acumulado anual negativo, que, avaliado descuidadamente, tende-se a taxa-lo como produto de erros de análise. Um olhar esmiuçado sobre esta medida, porém, revela a origem desta inconveniência, como a propagação do valor negativo de exergia da corrente (10), aos custos dos fluxos (28) e (29), por suas interações no absorvedor. Estas duas últimas vazões citadas compõe as correntes (38) e (39) da torre de resfriamento, sendo a corrente (39), parte da definição de insumo da torre. Reafirma-se, no entanto, a adequação na conta da exergia.

Por tratar-se do potencial de transformação espontânea da substância investigada em relação ao estado do meio (traduzido como o máximo trabalho teórico extraído deste processo), sua negatividade, refere-se apenas a sua inferioridade em relação ao patamar do ambiente. Neste caso, isto deve-se aos valores da pressão e da temperatura do estado (10) abaixo das magnitudes características da condição ambiental. Estas observações corroboram a necessidade de alternativas à análise exergoeconômica tradicional ao exame de ciclos de refrigeração.

3.8. CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DAS CORRENTES

Observando o cálculo da exergia física das substâncias na equação 3.66, percebe-se a centralidade de uma menção ao método de cálculo das entalpias e das entropias da mistura entre água e brometo de lítio, da água líquida pura e do vapor d'água, do ar úmido e dos reagentes e produtos da combustão.

Iniciando a exposição pelas substâncias, que constituem as correntes do ciclo de refrigeração por absorção de água e brometo de lítio (água líquida, vapor d'água e solução), reporta-se, que estes cálculos são todos interiores ao IPSEpro® 6.0. Neste *software*, emprega-se as formulações para a água líquida e para o vapor d'água puro da International Association for the properties of water and steam (IAPWS) de 1997. No caso da solução, as expressões de entalpia, entropia e pressão de saturação deste líquido atribuem-se a PÁTEK, KLOMFAR (2006), da seguinte forma:

$$h_{\text{mix,líq}} = h(t, x) \quad (3.161)$$

$$s_{\text{mix,líq}} = s(t, x) \quad (3.162)$$

$$P_{\text{mix,líq}} = P_{\text{SAT}}(t, x) \quad (3.163)$$

onde “x” é a concentração do soluto na solução, “h” e “s” representam as funções da entalpia e entropia respectivamente, o subscrito “mix,líqu” alude à mistura líquida (LiBr+H₂O) e o subscrito “_{SAT}” indica condição de saturação.

Complementarmente, PÁTEK, KLOMFAR (2009) elaboraram um modelo de propriedades para o vapor formado, quando se transpõe a saturação, que, em conjunto com as identidades anteriores, definem a mistura bifásica resultante da seguinte maneira:

$$h_{\text{mix,bi}} = q_{\text{vap}} \cdot h_{\text{vap}}(t, P) + (1 - q_{\text{vap}}) \cdot h\left(t, \frac{x}{1 - q_{\text{vap}}}\right) \quad (3.164)$$

$$s_{\text{mix,bi}} = q_{\text{vap}} \cdot s_{\text{vap}}(t, P) + (1 - q_{\text{vap}}) \cdot s\left(t, \frac{x}{1 - q_{\text{vap}}}\right) \quad (3.165)$$

sendo “ q_{vap} ” o título de vapor na mistura, o subscrito “mix,bi” relativo à mistura bifásica e o índice “vap” alusivo às propriedades do vapor. Nota-se, uma correção na concentração da fração de líquido, por tratar-se de uma mistura enriquecida em relação ao estado total da substância a concentração “x”.

Esta configuração bifásica é alcançada, quando a pressão do fluido é inferior à pressão de saturação da equação 3.163, caso contrário, infere-se as propriedades pelas equações 3.161 e 3.162. Originalmente, estas modelagens termodinâmicas para a combinação entre água e brometo de lítio não se encontram no IPSEpro® 6.0, impondo a criação de uma biblioteca dinâmica (.dll) compartilhada externa escrita em C++ e a sua subsequente conexão ao programa. Incorpora-se a adequação da equação 3.66 a sua utilização na mistura, gerando a fórmula a seguir.

$$e_{\text{mix}}^{\text{PH}} = (h_{\text{mix}}(t, x, P) - T_0 s_{\text{mix}}(t, x, P)) - (h_{\text{mix}}(t_0, x, P_0) - T_0 s_{\text{mix}}(t_0, x, P_0)) \quad (3.166)$$

O subscrito “mix” refere-se tanto à mistura líquida, quanto à mistura bifásica.

O emprego desta igualdade é praticado através de um algoritmo implementado no MATLAB®. Salienta-se, que não só as correntes presentes na Figura 3.43 são contabilizadas no programa de simulação termodinâmica, mas também os fluxos exibidos na Figura 3.52 (água gelada).

Progredindo, agora, à abordagem ao ar úmido (fluxos (40) e (41) da torre de resfriamento), recorre-se novamente à equação 3.3 ao cálculo de sua entalpia, cujo referencial é a água líquida saturada a 0°C e o modelo considera uma mistura de gases ideais.

$$\begin{aligned}
s = & cp_a \ln \left(\frac{t + 273,15}{273,15} \right) - R_a \ln \left[\left(\frac{0,622}{0,622 + \omega} \right) \frac{P}{P_{sat}(0^\circ\text{C})} \right] \\
& + \omega \left\{ cp_v \ln \left(\frac{t + 273,15}{273,15} \right) - R_v \ln \left[\left(\frac{\omega}{0,622 + \omega} \right) \frac{P}{P_{sat}(0^\circ\text{C})} \right] \right. \\
& \left. + \frac{h_{lv}(0^\circ\text{C})}{273,15} \right\}
\end{aligned} \quad (3.167)$$

Ra e Rv representam as constante de gás do ar e do vapor d'água respectivamente e $P_{sat}(0^\circ\text{C})$ é a pressão de saturação da água a 0°C . A exergia física adaptada equivale a:

$$\begin{aligned}
e_{ar\ úmido}^{PH} = & (h_{ar\ úmido}(t, \omega, P) - T_0 s_{ar\ úmido}(t, \omega, P)) \\
& - (h_{ar\ úmido}(t_0, \omega, P_0) - T_0 s_{ar\ úmido}(t_0, \omega, P_0))
\end{aligned} \quad (3.168)$$

TALUKDAR, GOGOI (2016) também realizaram uma análise exergética de um sistema de cogeração com um sistema de refrigeração por absorção duplo efeito de água e brometo de lítio utilizando este conjunto de formulações para o cálculo das exergias da água líquida, vapor d'água, solução de brometo de lítio e água e ar úmido, ratificando a pertinência desses modelos ao propósito almejado.

As propriedades de todos os reagentes e produtos de combustão do sistema de potência, foram avaliadas por através do NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP), Version 9.1. A função “refpropm.m” torna esta base de dados automaticamente acessível a outro programa escrito na linguagem MATLAB®.

4. DISCUSSÃO E EXPOSIÇÃO DOS RESULTADOS

Finalmente, atinge-se a etapa final de apresentação do intento primordial, com a exposição da variação do custo específico da água gelada fornecida ao usuário requerente de climatização (Figura 3.55).

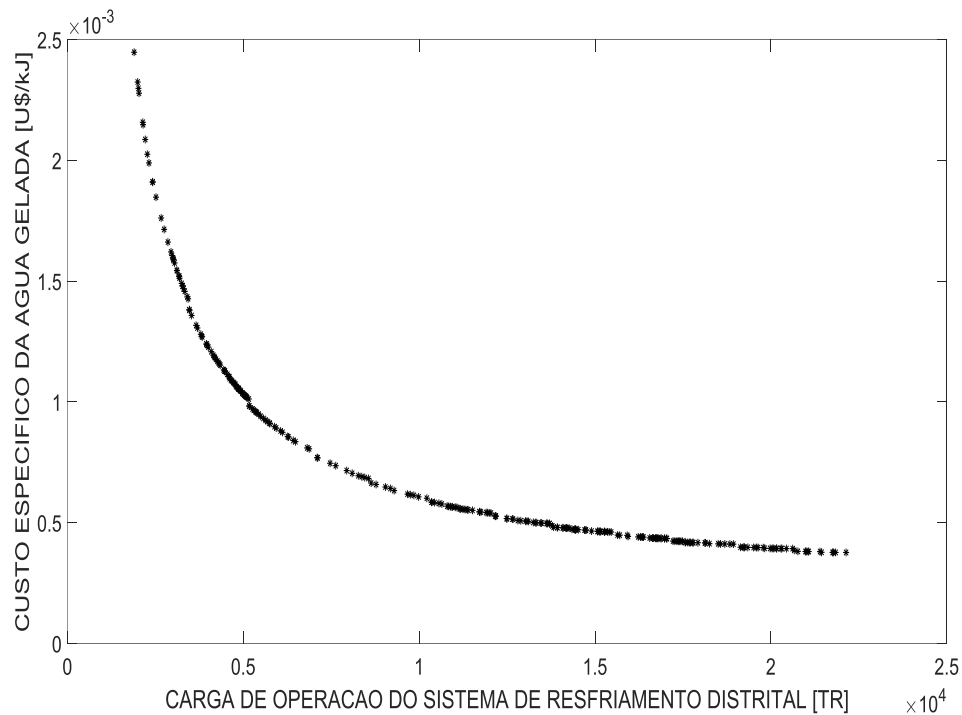


Figura 3.55 – Variação do custo específico da água gelada [U\$/kJ] a 6,7°C com a carga do sistema [TR]

Percebe-se o acréscimo neste preço com a diminuição de solicitação do sistema. Isto deve-se à combinação da proporcionalidade existente entre a exergia da corrente (56) e a potência frigorífica total demandada com sua presença no denominador da fórmula de custo específico exergético. A amplificação da exergia conecta-se com o incremento da vazão secundária.

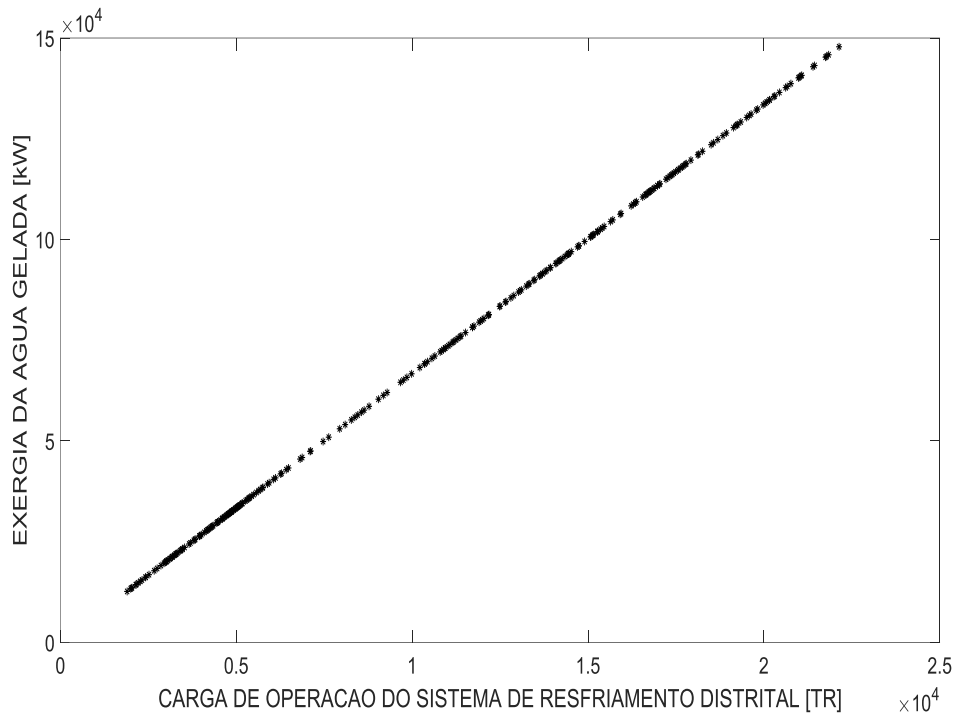


Figura 3.56 – Exergia da água gelada [kW] em função da potência frigorífica demandada total [TR]

O custo médio específico a taxar o cliente pelo serviço de provimento de água gelada, vale U\$481,43/GJ. O custo anual agregado, calculado como o somatório das diferenças entre custos da corrente (56) e da corrente (57), é de U\$24.487.328,03/ano. Ressalta-se, que esta conta deve ser partilhada por todos os usuários (1860 prédios com uma média de U\$13.165,23/ano para cada).

Constatando a centralidade da vazão mássica da água gelada à formação desta importância, desperta-se o questionamento sobre a possibilidade de decréscimo desta quantia, por meio da imposição de vazões secundárias inferiores, circulando no sistema de distribuição. Usualmente, este objetivo é auferido com o aumento da diferença de temperatura entre o meio de resfriamento retornando ao *chiller* e o seu valor de fornecimento.

Recorda-se a citação sobre um limite prático de $4,5^{\circ}\text{C}$ à temperatura da corrente (33), para selecioná-la como novo estado de provimento da água gelada, na tentativa de estender a desigualdade de temperaturas e atingir a meta. Outro benefício deste artifício é a instalação de tubulações de distribuição mais baratas por requisitarem menor diâmetro. Algumas desvantagens deste método, porém, podem comprometer o intuito, por instituírem condições de operação mais ineficientes aos resfriadores de líquido.

Repetindo as etapas do terceiro capítulo, encontra-se um diâmetro de 20in para a tubulação de distribuição, custando U\$250/m. Segue a variação do custo específico em função da alteração de demanda térmica.

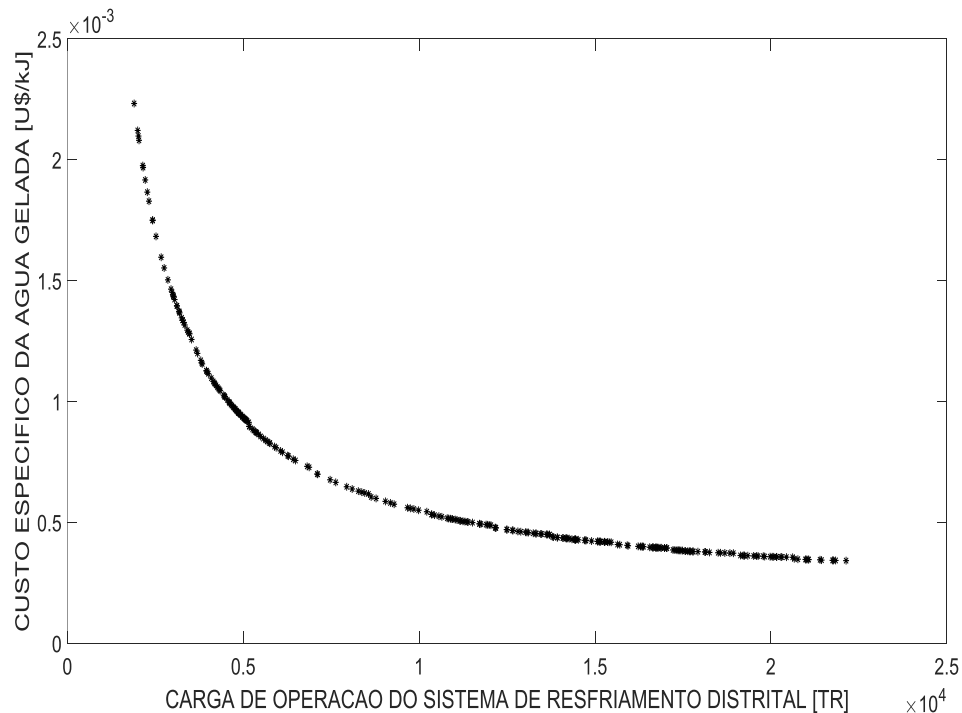


Figura 3.57 – Variação do custo específico da água gelada [U\$/kJ] a 4,5°C com a carga do sistema [TR]

Esta curva similar à Figura 3.55, produz um custo específico médio de U\$437,09/GJ e um custo total anual de U\$24.075.041,21, sublinhando a preeminência da diferença de temperatura ao preço por unidade de exergia e a necessidade de sua manutenção em níveis elevados.

Adicionalmente, RODRIGUEZ-HIDALGO *et al.* (2013), ao estudarem a viabilidade econômica do resfriamento e aquecimento distritais em distintos cenários operacionais, custearam o serviço de resfriamento distrital, como a razão do insumo básico do *chiller* em questão (eletricidade) e seu coeficiente de performance.

Este critério baseado na primeira lei da termodinâmica (energético) é adaptado e confrontado com o procedimento exergético (com a temperatura da água gelada de 6,7°C). Como o *chiller* do presente estudo possui o gás metano como principal fonte térmica indireta, calcula-se o preço da água gelada como a razão entre o preço do gás metano nivelado por unidade de quilograma e o COP do *chiller* por absorção.

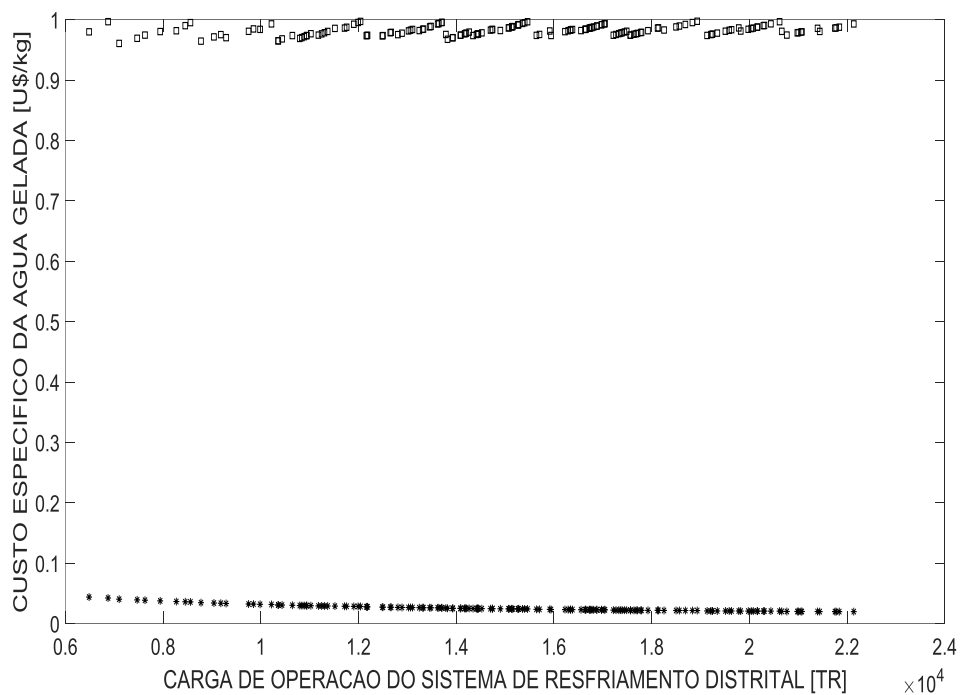


Figura 3.58 – Comparação de custos específicos energético (quadrado) e exergético (asterisco) da água gelada [U\$/kg]

Percebe-se a superioridade no preço por unidade de massa derivado pelo método energético, reforçada pela comparação entre médias de preço: U\$0,98/kg no procedimento segundo a primeira lei e U\$0,03/kg de acordo com o expediente exergético.

Estes resultados reafirmam a utilidade da análise exergoeconômica à avaliação de sistemas de resfriamento distritais, por permitir o custeio justo ao serviço de água gelada ao usuário, pesando a desigualdade entre as qualidades de interações termodinâmicas.

5. CONCLUSÃO E PROPOSTAS PARA MELHORIAS FUTURAS

Sumariza-se os feitos desta pesquisa em: apuração da influência do desprezo da perda de carga da rede de distribuição na análise exergética, desenvolvimento de equações auxiliares intuitivas e racionais à complementação aos balanços de custo, investigação sobre influência da variação de carga ao longo do ano no custo da água gelada fornecida ao consumidor, análise do impacto da diminuição da sua temperatura de fornecimento na função objetivo especificada, comparação entre o custo específico produzido pela primeira lei da termodinâmica e o valor gerado pela avaliação exergoeconômica e definição do custo médio exergético do meio de resfriamento como nova função objetivo ao julgamento termoeconômico do resfriamento distrital.

Estas realizações expuseram a sensibilidade do preço da água gelada à alternância da vazão do circuito secundário, a importância da manutenção de altos patamares de diferença de temperatura na rede de distribuição e a relevância da exergoeconomia na produção de um custo ao usuário menor e mais justo de água gelada. Destaca-se, que este desfechos são acompanhados, suplementarmente, de informações significativas à otimização de um sistema térmico. A análise exergética, não compreende apenas uma etapa intermediária à avaliação financeira do empreendimento, mas sim um passo revelador sobre os equipamentos mais ineficientes da planta, quantificando individualmente suas destruições de exergia. Ademais, a estimativa de custos das irreversibilidades componente a componente representam parâmetros fundamentais à repercussão financeira desta depreciação na qualidade energética, conferindo outro critério determinante do constituinte a ser foco em investimentos e melhorias.

Propõe-se, como futuros aperfeiçoamentos ao trabalho, a realização das análises exergoeconômica avançada e exergoambiental, a otimização do sistema de resfriamento distrital, a incorporação da termoacumulação na cogeração e o detalhamento dos custos de instalação, operação e manutenção da rede de distribuição.

Destaca-se a inclusão da termoacumulação como prioritária por sua complementaridade ao perfil de demanda por resfriamento e por seu impacto na redução dos custos de aquisição dos equipamentos ao possibilitar o emprego de equipamentos de menor porte.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERI, M., BESHARATI, Z., 2016, “Optimal design and operation of district heating and cooling networks with CCHP systems in a residential complex”, **Energy and Buildings**, v. 110, pp. 135-148.

ANVARI, S., TAGHAVIFAR, H., PARVISHI, A., 2017, “Thermo-economical consideration of Regenerative organic Rankine cycle coupling with the absorption chiller systems incorporated in the trigeneration system”, **Energy Conversion and Management**, v. 148, pp. 317-329.

ASHRAE, 2013a, **District Cooling Guide**, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE, 2013b, **ASHRAE Fundamentals Handbook**, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401: **Instalações de Ar Condicionado: sistemas centrais e unitários**. Rio de Janeiro: ABNT Editora, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-2: **Desempenho de Edificações – parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações**. Rio de Janeiro: ABNT Editora, 2005a.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220: **Desempenho térmico de edificações Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social**. Rio de Janeiro: ABNT Editora, 2005b.

AUGUSTO, G.L., CULABA, A.B., MAGLAYA, A.B., 2015, “Identification of design criteria for district cooling distribution network with ice thermal energy storage system”, **Energy Procedia**, v. 79, pp. 233-238.

BEJAN, A., TSATSARONIS, G., MORAN, M., 1996, **Thermal Design and Optimization**. New York, John Wiley & Sons, Inc.

CARLI, M.D., GALGARO, A., PASQUALETTO, M. *et al.*, 2014, “Energetic and economic aspects of a heating and cooling district in a mild climate based on closed loop ground source heat pump”, **Applied Thermal Energy**, v. 71, pp. 895-904.

CHAN, A.L.S., HANBY, V.I., CHOW, T.T., 2007, “Optimization of distribution piping network in district cooling system using genetic algorithm with local search”, **Energy Conversion and Management**, v. 48, pp. 2622-2629.

CHOW, T.T., AU, W.H., YAU, R. *et al.*, 2004b, “Applying district-cooling technology in Hong Kong”, **Applied Energy**, v. 79, pp. 275-289.

CHOW, T.T., CHAN, A.L.S., SONG, C.L., 2004c, “Building-mix optimization in district-cooling system implementation”, **Applied Energy**, v. 77, pp. 1-13.

CHOW, T.T., FONG, K.F., CHAN, A.L.S., YAU, R. *et al.*, 2004a, “Energy modelling of a district cooling system for a new urban development”, **Energy and Buildings**, v. 36, pp. 1153-1162.

CRC PRESS, 2000, **Standard Thermodynamic Properties of Chemical Substance**. CRC PRESS LLC.

DINCER, I., ROSEN, M.A., LE, M.N., 2005, “Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system”, **Applied Thermal Energy**, v. 25, pp. 147-159.

EBRAHIMI, M., KESHAVERZ, A., 2015, **Combined Cooling, Heating and Power: Decision-Making, Design and Optimization**. Oxford, Elsevier Ltd.

GANAPATHY, V., 2003, **Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators: Design, Applications, and Calculations**. 1 ed. New York, Marcel Dekker, Inc.

HART, D.R., ROSEN, M.A., 1996, “Environmental and health benefits of district cooling using utility-based cogeneration in Ontario, Canada”, **Energy**, v. 21, n. 12 (Dez), pp. 1135-1146.

HEROLD, K.E., RADERMACHER, R., KLEIN, S.A., 1996, **Absorption Chillers and Heat Pumps**. 1 ed. Florida, CRC Press LLC.

IFAEI, P., RASHIDI, J., YOO, C., 2016, “Thermoeconomic and environmental analyses of a low water consumption combined steam power plant and refrigeration chillers – Part 1: Energy and economic modelling and analysis”, **Energy Conversion and Management**, v. 123, pp. 610-624.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. PORTARIA Nº50/2013: **Requisitos de Avaliação da Conformidade para Eficiência Energética de Edificações**. Rio de Janeiro: Editora Inmetro, 2013.

KHIR, R., HAOUARI, M., 2015, “Optimization models for a single-plant District Cooling System”, **European Journal of Operational Research**, v. 247, pp. 648-658.

KOTAS, T.J., 1985, **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. London, Butterworths.

LAKE, A., REZAIE, B., BEYERLEIN, S., 2017, “Review of district heating and cooling systems for a sustainable future”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 67, pp. 417-425.

LI, Y., REZGUI, Y., ZHU, H., 2017, “District heating and cooling optimization and enhancement – Towards integration of renewables, storage and smart grid”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 72, pp. 281-294.

LIN, F., YI, J., WEIXING, Y. *et al.*, 2001, “Influence of supply and return water temperatures on the energy consumption of a district cooling system”, **Applied Thermal Energy**, v. 21, pp. 511-521.

LOZANO, M.A., VALERO, A., 1993, “Theory of the Exergetic Cost”, **Energy**, v. 18, n. 9 (Jan), pp. 939-960.

MARUGÁN-CRUZ, C., SÁNCHEZ-DELGADO, S., RODRÍGUEZ-SÁNCHEZ, M.R. *et al.*, 2015, “District cooling network connected to a solar power tower”, **Applied Thermal Energy**, v. 79, pp. 174-183.

NEBRA, S., PALACIOS-BERECHE, R., 2012, “Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption”, **International Journal of Energy Research**, v. 36, n. 2 (Fev), pp. 166-181.

OLIVEIRA, Jr. S., 2013, **Exergy Production, Cost and Renewability**. London, Springer-Verlag.

SPITLER, J., FISHER, D.E., PEDERSON, C.O., 1997, “The Radiant Time Series Cooling Load Calculation Procedure”, **ASHRAE Transactions**, v. 103, pp. 503-515

SZARGUT, J., MORRIS, D.R., STEWARD, F.R., 1988, **Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes**, New York, Hemisphere Publishing Corporation.